

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS CONTINUOS Y TEORÍA DE
ESTRUCTURAS



ANÁLISIS TENSODEFORMACIONAL DE UN TORNILLO

ALUMNO:

MARIA JOSÉ PÉREZ GONZÁLEZ

INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESPECIALIDAD MÁQUINAS Y ESTRUCTURAS

DIRECTOR:

JOSÉ LUIS PÉREZ CASTELLANOS

-Leganés, 20 de Septiembre de 2010-

DEDICATORIA

El documento presente está dedicado a:

Mis padres, quienes me han apoyado, aguantado y aconsejado en cada una de las decisiones de mi vida, tanto en el ámbito profesional como en el personal, desde lo más profundo de mi corazón les estoy eternamente agradecida y les deseo toda la felicidad.

Mi hermano Alex, su cariño y admiración han hecho de mí, una persona más fuerte.

Josito, el amor de mi vida, en estos últimos 3 años me ha ayudado a conocerme y a saber que luchando y siendo lógico puedes llegar hasta donde te lo propongas. Su amor y cariño me han acompañado siempre y dado toda la felicidad con la que yo siempre había soñado.

Esther, mi mejor amiga, dicen que todo el mundo tiene un alma gemela, en mi opinión un alma se complementa con 2 seres, en mi caso Esther es la persona que complementa mi alma. Su amistad, fidelidad, cariño y bondad me han enseñado el significado de la verdadera amistad.

Mi compañera de fatigas, Maribel, una hermana para mí con la que he compartido mi carrera y mi vida.

Al resto de mis amigos; Nuri, Flores, Itziar, Aitor, B.E.A., Anna...su apoyo y admiración me han empujado en los momentos más difíciles.

Mis abuelos (Ángel, Marina y Josefa), a mis tíos (Merche y Javi), Nuria, Maricarmen, Eufemia...y el resto de toda mi familia, tanto los que están como los que no, que han sabido ver en mí la persona en la que me he convertido gracias a ellos.

A mi tutor Pedro Alcázar, quien me ayudo, enseñó y me trato como una hija durante mi beca en Airbus.

Por último una dedicatoria especial a mi perrito Rascky, su amor y cariño me han enseñado el amor infinito que tengo a los animales (como a mi gatito Lucquito), quienes, en muchas ocasiones, son mejor que las personas y te demuestran un amor desinteresado e incondicional.

A todos ellos...¡¡¡GRACIAS!!! Sin vosotros no estaría aquí.

AGRADECIMIENTOS

Cuando tenía 8 años vi por primera vez la película “Regreso al Futuro”, en ese momento supe que mi pasión sería las ciencias, la tecnología y el saber de las cosas.

El primer día que empecé la Universidad me sentí desubicada pero no aumentó mi frustración hasta los exámenes del primer cuatrimestre, momento en el que eres consciente de que ya no estás en el instituto y que hay que luchar para conseguir lo que quieres, no fue sin la ayuda de mis compañeros de la Universidad, Alexito(hora payasete), David(ternura), Ana(piñata), Ainhoa(pequeñita), Lucia(Sabrina), Jaime(constancia y lucha), Miguel(perfección), Antonio(realismo), Juan Luis(saber estar), Manu(simpatía)...y muchos más, con los cuales compartí momentos y sentimientos como frustración, decepción, sacrificio, optimismo, superación y finalmente satisfacción.

Un especial agradecimiento a mi compañero de la beca en Airbus, Daniel M. Pascual, quien me ayudó y explico lo que pudo del programa Catia que utilice para el proyecto.

Quería agradecer la ayuda, paciencia, comprensión y enseñanza que me ha dedicado durante la realización de mi proyecto mi tutor, Dr. Jose Luis Pérez Castellanos, sin él no habría sido posible la realización de dicho documento.

Por último, agradecer al Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras la realización del estudio que a continuación se detalla.

*La vida te ofrece todo aquello que deseas,
sólo tienes que saber elegir el camino correcto...*



ÍNDICE

PRÓLOGO	14
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	16
1.1 INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO	16
1.2 OBJETIVOS	21
2. ESTADO DEL ARTE [3] Y [4].....	22
2.1 ORÍGENES HISTÓRICOS [5]	22
2.2 TORNILLO.....	22
2.3 PARÁMETROS DE LOS TORNILLOS.....	24
2.4 CLASIFICACIÓN DE TORNILLOS.....	28
2.5 TORNILLOS DE ROSCA CILÍNDRICA PARA UNIONES METÁLICAS.....	29
2.5.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIPO DE CABEZA	30
2.5.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIPO DE ROSCA [6].....	31
2.6 TRATAMIENTOS TÉRMICOS DE LOS TORNILLOS.....	43
2.7 TRATAMIENTOS SUPERFICIALES ANTICORROSIVOS DE LOS TORNILLOS	44
2.8 MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN DE TORNILLOS	45
2.9 CONTROL DEL PARA DE APRIETE.....	46
2.10 NORMATIVA	47
3. METODOLOGÍA.....	50
3.1 HERRAMIENTA DE CÁLCULO: CATIA®	50
3.1.1 DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR [7]	50
3.1.2 INTRODUCCIÓN A CATIA® [8]	51
3.2 EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF) [9]	54
3.3 MODELO DE ANÁLISIS [10]	58
3.3.1 ESTUDIO PREVIO Y ELECCIÓN DEL MODELO.....	58
3.3.2 CARACTERÍSTICAS DEL TORNILLO.....	60
3.3.3 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO EN CATIA®.....	62
3.3.4 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO.....	65
3.3.5 MALLADO [B]	69

3.3.6	ACCIONES (TORSOR SUSTITUIDO POR 3 TIPOS DE CARGA)	73
3.3.7	VERIFICACIÓN DE LAS ACCIONES.....	73
3.3.8	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	86
3.3.9	FINALIDAD DEL MODELO	92
4.	RESULTADOS	94
4.1	MOMENTO TORSOR UMBRAL.....	94
4.1.1	CRITERIO DE PLASTIFICACIÓN DE VON MISES.....	94
4.1.2	MOMENTO TORSOR MÁXIMO	94
4.2	COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL MATERIAL [11].....	96
4.2.1	MAPA DE TENSIONES EQUIVALENTES DE VON MISES	96
4.2.2	TENSIONES PRINCIPALES.....	98
4.2.3	IDENTIFICACIÓN DE LAS ZONAS MÁS TENSIONADAS.....	99
4.2.4	DESPLAZAMIENTOS.....	99
4.2.5	GIRO DEL TORNILLO	100
4.2.6	DISMINUCIÓN DIAMETRAL	102
4.2.7	ESTADO DEFORMACIONAL	102
4.2.8	DEFORMACIONES PRINCIPALES	104
4.2.9	IDENTIFICACIÓN DE LAS ZONAS MÁS DEFORMADAS	105
4.2.10	DEFORMACIONES PLÁSTICAS.....	105
4.2.11	PROPUESTA DE PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DEL TORNILLO	105
5.	CONCLUSIONES	106
6.	TRABAJOS FUTUROS	108
	BIBLIOGRAFÍA	110
	ANEXO I: CLASIFICACIÓN DE TORNILLOS [4].....	112
	ANEXO II: FUNCIONES DE CATIA® [8].....	126

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Fig. 1-1 Tornillo del estabilizador horizontal	16
Fig. 1-2 Estado del telesilla tras el accidente.....	18
Fig. 1-3 Pista de esquí de Emile Allais de Sierra Nevada	18
Fig. 1-4 McDonnell Douglas MD-83 de color blanco de la aerolínea estadounidense Alaska Airlines....	19
Fig. 1-5 Aspecto del tornillo tras el accidente	19
Fig. 1-6 Monumento dedicado a las víctimas del accidente en Porto Hueneme, California (EE.UU)	20

CAPÍTULO 2

Fig. 2-1 Desarrollo del tornillo	23
Fig. 2-2 Unión tornillo-tuerca.....	23
Fig. 2-3 Unión sin tuerca.....	24
Fig. 2-4 Diámetro exterior de la rosca y longitud del tornillo	24
Fig. 2-5 Perfiles de rosca más utilizados para un tornillo.....	25
Fig. 2-6 Paso de rosca en tornillo de rosca sencilla y doble	26
Fig. 2-7 Sentido de la hélice de la rosca	27
Fig. 2-8 Tipos de cabeza.....	28
Fig. 2-9 Componentes importantes del tornillo	28
Fig. 2-10 Tornillo con cabeza Allen Din 912	31
Fig. 2-11 Tipos de cabeza según la forma y el sistema de apriete.....	31
Fig. 2-12 Elementos de una rosca.....	32
Fig. 2-13 Roscas de dos y tres entradas.....	32
Fig. 2-14 Esquema gráfico de un acoplamiento de tornillo y tuerca métrica	33
Fig. 2-15 Tornillo de rosca Whitworth con muestra de óxido	36
Fig. 2-16 a) Tornillo fijado en agujero ciego. b) Tornillo fijado con tuerca.....	42
Fig. 2-17 Representación en plano de las roscas según vista y sección.....	42
Fig. 2-18 Representación según la norma ISO de tornillos y tuercas	43
Fig. 2-19 Selección de tornillos pavonados.....	45

Fig. 2-20 Micrómetro para medir roscas	45
Fig. 2-21 Galga (pasa no-pasa) roscados exteriores	45
Fig. 2-22 Llave Dinamométrica.....	47

CAPÍTULO 3

Fig. 3-1 Modelado de un automóvil con Catia® V6.....	53
Fig. 3-2 Proceso de discretización para la resolución por MEF	55
Fig. 3-3 Unión tornillo-tuerca.....	59
Fig. 3-4 Movimientos en la unión tornillo-tuerca.....	59
Fig. 3-5 Esfuerzos sobre el tornillo	60
Fig. 3-6 Esfuerzos tangenciales en la base del tornillo.....	60
Fig. 3-7 Plano del Tornillo	61
Fig. 3-8 Módulo Mechanical Design	62
Fig. 3-9 Sketch, borrador para crear planos.....	63
Fig. 3-10 Perfil del tornillo	63
Fig. 3-11 Tornillo protusionado.....	64
Fig. 3-12 Tornillo de acero	65
Fig. 3-13 Diagrama tensión-deformación de un acero ordinario	66
Fig. 3-14 Selección de tres puntos para el Método punto a punto	66
Fig. 3-15 Diagrama tensión-deformación plástica.....	68
Fig. 3-16 Generative Structural Analysis	69
Fig. 3-17 Elección del tipo de análisis para un nuevo estudio.....	69
Fig. 3-18 Características del mallado	70
Fig. 3-19 Tipo de elementos tetraédricos: lineal y parabólico.....	71
Fig. 3-20 Advertencia del tiempo de cálculo de mallado	71
Fig. 3-21 Mallado	72
Fig. 3-22 Elemento y nudos.....	73
Fig. 3-23 Empotramiento del punto central del tornillo	74
Fig. 3-24 Elección del valor y sentido del momento torsor.....	75

Fig. 3-25 Tiempo y memoria del análisis	75
Fig. 3-26 Reacción del tornillo	76
Fig. 3-27 Tronco de cono	77
Fig. 3-28 Desarrollo del tronco de cono	77
Fig. 3-29 Proyección del área del tronco de cono.....	78
Fig. 3-30 Elemento diferencial de un anillo circular	79
Fig. 3-31 Elección del valor y sentido de la fuerza tangencial distribuida	80
Fig. 3-32 Reacción del Tornillo ante la fuerza tangencial distribuida	81
Fig. 3-33 Elección del valor y sentido de la fuerza tangencial y normal distribuida	83
Fig. 3-34 Reacción del Tornillo ante la fuerza tangencial y normal distribuida.....	83
Fig. 3-35 Descomposición de la fuerza normal p , en sus componentes normal y tangencial.....	85
Fig. 3-36 Propiedades de la malla de 3mm con elemento lineal	86
Fig. 3-37 Modelo Final Tornillo-Tuerca	88
Fig. 3-38 Tensión máxima equivalente de Von Mises. Malla de 3mm	89
Fig. 3-39 Características mallado de 2mm	89
Fig. 3-40 Tensión máxima equivalente de Von Mises. Malla de 2mm	90
Fig. 3-41 a) Mallado de 3mm de tamaño; b) Mallado de 2mm de tamaño.....	90
Fig. 3-42 Porcentaje de error de mallado.....	91

CAPÍTULO 4

Fig. 4-1 Tensión equivalente de Von Mises	95
Fig. 4-2 Tensión equivalente de Von Mises	96
Fig. 4-3 Zonas de mayor esfuerzo	97
Fig. 4-4 Localización del máximo esfuerzo de Von Mises	97
Fig. 4-5 Tensiones principales.....	98
Fig. 4-6 Esfuerzo principal máximo	98
Fig. 4-7 Mapa de desplazamientos del modelo	100
Fig. 4-8 Desplazamiento en la zona roscada	100
Fig. 4-9 Variación de desplazamiento en un punto de la base del tornillo	101

Fig. 4-10 Desplazamiento del punto seleccionado antes (P1) y después (P2) de aplicar la carga al modelo	101
Fig. 4-11 Variación del diámetro de P ₁ a P ₂	102
Fig. 4-12 Estado deformacional del modelo	103
Fig. 4-13 Máxima deformación del modelo	103
Fig. 4-14 Deformación principal máxima	104
Fig. 4-15 Máxima deformación del modelo	104

ANEXO I

Fig 1 Tornillo con rosca para la madera	112
Fig 2 Diferentes tipos de cabeza de tornillos de chapa	113
Fig 3 Tornillo autoroscante	114
Fig 4 Llave de bocas fijas	114
Fig 5 Juego de llaves Allen	115
Fig 6 Destornillador eléctrico	115
Fig 7 Tornillo de calidad 8.8	116
Fig 8 Juego de destornilladores de precisión	117
Fig 9 Tornillo de grandes dimensiones	119

ANEXO II

Fig 10 Ejemplo del módulo de modelado sólido	126
Fig 11 Ejemplo de generación de un plano	127
Fig 12 Ejemplo de creación de chapa	127
Fig 13 Ejemplo de diseño de estructuras metálicas	128
Fig 14 Ejemplo diseño de forma y estilo sobre superficie parametrizada	128
Fig 15 Ejemplo GSD superficie de aeronave integrada con el chasis	129
Fig 16 Ejemplo de análisis de elementos finitos	130
Fig 17 Módulo de mecanizado	130
Fig 18 Cableado en un automóvil	131
Fig 19 Ejemplo de montaje de conjuntos	132

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2

Tabla 2-1 Roscas ISO	34
Tabla 2-2 Diámetro de brocas para agujeros de tornillos métricos gama estándar	35
Tabla 2-3 Roscas Whitworth	37
Tabla 2-4 Roscas tipo gas	37
Tabla 2-5 Roscas UNF	39
Tabla 2-6 Denominación de los diferentes tipos de rosca	39
Tabla 2-7 Símbolos de roscado más comunes	41

CAPÍTULO 3

Tabla 3-1 Listado de materiales	64
Tabla 3-2 Valores de tensión, deformación total, elástica y plástica	67
Tabla 3-3 Número de elementos y nodos	72
Tabla 3-4 Valores de Fuerzas y de Momentos en el empotramiento	76
Tabla 3-5 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento	81
Tabla 3-6 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento	84
Tabla 3-7 Fuerza de reacción según eje Z	85
Tabla 3-8 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento	87
Tabla 3-9 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento	87

ANEXO I

Tabla. 1	121
Tabla. 2	122
Tabla. 3	123
Tabla. 4	124
Tabla. 5	125

PRÓLOGO

Se decidió llevar a cabo el estudio detallado a continuación, debido a la oportunidad que tuvo la autora del presente documento, en participar en una beca laboral en la empresa Airbus Operations S.L., empresa formada por 4 países: Francia, Alemania, Inglaterra y España, dedicada al mundo de la aviación tanto comercial como de mercancías.

En dicha beca (realizada en la sede de España) se tuvo la oportunidad de tener la primera experiencia de trabajo. Durante la Universidad se enseñan las herramientas y métodos para el uso del conocimiento técnico que se ha adquirido, cuando se toma contacto con el mundo laboral un estudiante de Ingeniería Industrial, es consciente de que su formación no ha concluido al terminar la última asignatura de la universidad, sino que ahora se enfrenta a un nuevo reto, en el que de nuevo comienza un proceso de aprendizaje.

Durante la estancia en Airbus Operations S.L., se adquirieron tanto conocimientos técnicos como laborales y se pusieron en práctica los recursos, habilidades y conocimientos adquiridos durante la carrera.

La beca se realizó en el departamento de Calidad de la cadena de suministro, *Supply Chain Quality*, subdividido en diferentes áreas: *Selection & Approval Supplier*, *New Product Introduction (NPI)*, *Surveillance And Control*, *On Site Rep*, *Continuous Improvement & Integration*, cuyo objetivo principal es llevar a cabo el control y la supervisión de los paquetes de trabajo, *Work package*, que engloban desde una simple pieza como es el larguero de un ala, hasta un ala completa, que Airbus subcontrata a otros proveedores como Icsa, Aernnova y Alestis entre otros, controlando y verificando la calidad de los trabajos de los subcontratistas, lo que condujo a poder entender la importancia del estudio de un “aparentemente” insignificante tornillo.

Antes de pasar al estudio en sí mismo, se describirá a continuación el contenido que se ha seguido en el presente proyecto, para facilitar su lectura y comprender mejor el desarrollo del mismo.

El documento consta de 8 capítulos:

- Capítulo 1: Introducción al estudio y los objetivos propuestos.
- Capítulo 2: Estado del arte, en el que se engloba, orígenes, clasificación y normativa aplicada a los tornillos.
- Capítulo 3: Metodología del estudio, herramienta software utilizada, creación, verificación y justificación del modelo creado.
- Capítulo 4: Obtención de resultados de un caso propuesto basados en los análisis del Capítulo 3.
- Capítulo 5: Conclusiones con respecto a los objetivos marcados en el Capítulo 1 y posibles futuros trabajos que se podrían realizar.
- Capítulo 6: Posibles futuros trabajos que se podrían realizar, para complementar el estudio.
- Capítulo 7: Bibliografía.
- Capítulo 8: Anexos.

Por último, comentar que la redacción integra de este documento se ha realizado tanto por los conocimientos adquiridos de la autora como de los conocimientos de otras fuentes de información que quedan referenciadas, donde haya sido necesario.

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO

El objeto de estudio del presente documento es el análisis de las tensiones y deformaciones en un tornillo, para ello se ha modelizado dicho elemento, inspirado en uno de los tornillos de Titanio de un estabilizador horizontal de un avión A-380, cuya función estructural es la de mantener unidos, mediante una pieza de unión denominada “tricornio”, el cajón central del estabilizador horizontal con la sección 19, como muestra la Fig. 1-1.

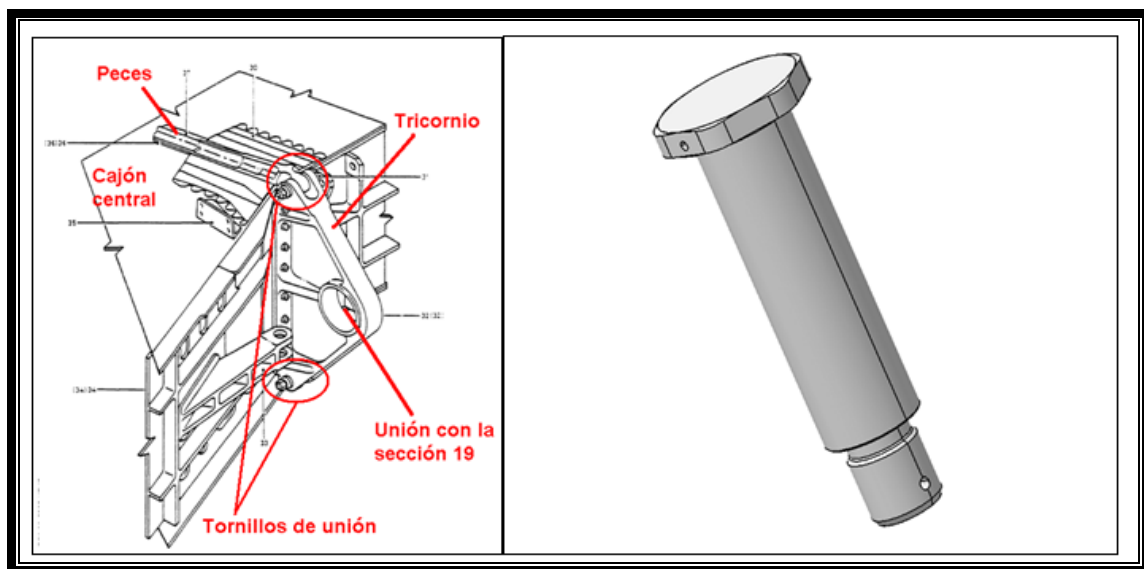


Fig. 1-1 Tornillo del estabilizador horizontal

El estudio del comportamiento mecánico de un tornillo debe llevarse a cabo por la importancia que tiene como elemento estructural. Aunque pudiera considerarse un elemento irrelevante en una estructura, su incorrecto diseño o colocación puede provocar la rotura o el mal funcionamiento de la máquina o estructura.

Los defectos que pueden provocar fallos en los tornillos son:

- **Defecto de diseño o de cálculo.** Sus dimensiones o calidades no son las adecuadas; en este caso el fallo puede ser una rotura prematura del tornillo por no poder soportar las tensiones y esfuerzos a los que está sometido.
- **Defecto de fabricación.** La calidad del material constituyente no es la prevista en el diseño o la pieza tiene un defecto dimensional en lo que respecta

principalmente a las tolerancias de roscado; en este caso se puede producir una rotura del tornillo o un deterioro de la rosca.

- **Montaje deficiente debido al par de apriete inadecuado**, de acuerdo con su calidad y dimensiones, en este caso si es un exceso de apriete se puede producir rotura del tornillo o deterioro de la rosca, y si es un defecto de apriete el ensamblaje queda flojo y si es un objeto en movimiento aparecen vibraciones indeseadas que ocasionan una avería en el mecanismo ensamblado.
- **Deterioro del tornillo**, si resulta atacado por la oxidación y corrosión si no ha sido protegido debidamente, en este caso y durante las operaciones rutinarias de mantenimiento preventivo del mecanismo, se deben sustituir todos los tornillos deteriorados por unos nuevos y protegerlos adecuadamente de la corrosión y oxidación.
- Cuando se procede al desmontaje de un ensamblaje y si por causa de la oxidación y corrosión **el tornillo se descabeza** en el momento de intentar aflojarlo. Para estos casos de tornillos deteriorados se deben utilizar productos lubricantes que permitan el aflojamiento sin que se rompa el tornillo.

Es de vital importancia, el control del tornillo, desde su fabricación hasta el mantenimiento de la máquina, estructura o artefacto en el que preste servicio, puesto que de lo contrario, podrían ocurrir graves accidentes en los que podrían ser dañados o incluso provocar la muerte de seres humanos o animales. A continuación se muestran varios ejemplos de accidentes, para destacar la importancia de este pequeño elemento.

- **Accidente del telesilla Emile Allais de Sierra Nevada [1]**

El 2 de Marzo de 2009, el balancín de 10 poleas que estaba montado en el lado de subida de la pylon 4 del telesilla Emille Allais de Sierra Nevada, estaba fijado a la cruceta con cuatro tornillos de 30 milímetros de diámetro. Uno de los dos tornillos, ubicado en el exterior de la placa (en forma de U) del balancín, que lo sujetaba a la cruceta de la pylon, se fracturó por fatiga del material, en la zona de la rosca (efecto entalla). Al romperse este tornillo, otro tornillo enfrenteado a éste se dobló. Esto provocó que los dos tornillos restantes tuvieran que soportar todo el peso del balancín, el cable y las sillas. Estos últimos no pudieron aguantar el par al que estaban sujetos y se rompieron al instante, causando finalmente la caída del balancín, provocando 23

heridos. En la Fig. 1-2 se puede observar a un guardia civil investigando las causas del suceso en el telesilla afectado.



Fig. 1-2 Estado del telesilla tras el accidente

La Fig. 1-3 muestra una panorámica de una de las pistas de la estación de esquí de Sierra Nevada, como se observa, un accidente en un telesilla puede generar un gran accidente.



Fig. 1-3 Pista de esquí de Emile Allais de Sierra Nevada

La aseguradora indemnizó a los lesionados y adelantó cantidades significativas a los damnificados que así lo solicitaron.

- **Accidente aéreo del vuelo 261 de Alaska Airlines [2]**

El 31 de Enero de 2000, el vuelo 261 de Alaska Airlines cayó en picado en el océano Pacífico cerca de Point Mugu, en California, justo antes de intentar un aterrizaje de

emergencia en el aeropuerto de Los Angeles, mientras viajaba proveniente de Puerto Vallarta, en México. Fallecieron 88 personas.

La causa del accidente fue, una falta de lubricación (desgaste por barrido) de un tornillo elevador ACME, *jackscREW*, que hacía que se mueva el estabilizador horizontal de cola. El desprendimiento de filamentos del tornillo provocó el impacto del avión en el océano Pacífico, cuando se intentaba llevar a cabo un aterrizaje forzoso. En la Figura 1-4, se observa el modelo de avión.



Fig. 1-4 McDonnell Douglas MD-83 de color blanco de la aerolínea estadounidense Alaska Airlines

La Fig.1-5 muestra el aspecto final del tornillo tras el accidente.



Fig. 1-5 Aspecto del tornillo tras el accidente

En Porto Hueneme, en la costa californiana, justo frente al sitio donde cayó el vuelo 261 se erigió un monumento (Ver Fig. 1-6) a las víctimas de aquella tragedia, un reloj de sol. Cada 31 de Enero la aguja del reloj de sol lanza una sombra a las 16:22 horas, la hora en la que la vida de toda esa gente acabó, justo sobre la placa conmemorativa.



Fig. 1-6 Monumento dedicado a las víctimas del accidente en Porto Hueneme, California (EE.UU)

En estos 2 ejemplos únicamente se intenta transmitir la importancia del tornillo, este elemento mecánico que puede ser observado en cualquier lugar o sitio y utilizado en todo tipo de sectores industriales, odontología, medicina etc. Es un elemento de importante relevancia cuyas consecuencias por una inadecuada función, pueden degenerar en catástrofes, de este modo se puede asemejar este hecho al efecto mariposa:

***"El aleteo de las alas de una mariposa
puede provocar un huracán al otro lado del mundo"***

Teoría del caos de Edward Norton Lorenz

Este concepto se refiere a la sensibilidad de las condiciones iniciales dentro de un sistema, en el marco de la teoría del caos. La noción supone que la más mínima variación respecto a las condiciones de un sistema puede provocar que éste evolucione en formas totalmente diferentes. Por ello, una pequeña perturbación inicial, como puede ser el fallo de un tornillo, mediante un proceso de amplificación, puede generar un efecto de gran amplitud, como puede ser la pérdida de control de un avión en vuelo.

1.2 OBJETIVOS

El estudio que se plantea a continuación se basa en modelizar el contacto tornillo-tuerca, simulando la presencia de la tuerca con las fuerzas (normales y tangenciales) a las que ésta, daría lugar en el tornillo.

Los objetivos de detalle son los siguientes:

- a) Elección de un modelo de análisis del proceso de apriete de un tornillo mediante una tuerca.
- b) Construcción del sistema de cargas sobre las roscas equivalente al momento torsor aplicado.
- c) Uso del código de elementos finitos Catia® para el análisis del modelo anterior.
- d) Análisis del comportamiento mecánico del tornillo cuando sobre éste se aplica un momento torsor.
- e) Verificación de resultados del análisis con fórmulas sencillas de la Resistencia de Materiales.
- f) Estudio del estado tenso-deformacional del tornillo.
- g) Cálculo del momento torsor máximo que permite trabajar al tornillo en régimen elástico.
- h) Determinación de valores como, por ejemplo el acortamiento diametral en carga.

2. ESTADO DEL ARTE [3] y [4]

2.1 ORÍGENES HISTÓRICOS [5]

El inventor del tornillo fue el griego Arquitas de Tarento (430-360 a.C.), a él se debe también el invento de la polea, pero fue Arquímedes (287-212 a.C.) quien lo perfeccionó y lo llegó a utilizar para elevar Agua, en el valle del Nilo e inventó el tornillo sin fin.

Durante el Renacimiento las roscas empezaron a emplearse como elementos de fijación en relojes, máquinas de guerra y en otras construcciones mecánicas. Leonardo da Vinci desarrollo métodos para el tallado de roscas; sin embargo, éstas seguirían fabricándose a mano y sin ninguna clase de normalización, por ello, nunca dos tornillos eran iguales, mucho menos la cavidad, agujero o tuerca en la que debía enroscar.

Llegada la revolución industrial, comenzó a ser un elemento utilizado, debido a que, en 1841 el ingeniero inglés Whitworth, definió un paso de rosca universal para todos los tornillos fabricados en cualquier lugar, haciendo William Sellers lo mismo en los Estados Unidos el año 1864. Esta situación se prolongó hasta 1946, cuando la organización ISO definió el sistema de rosca métrica, adoptado actualmente en prácticamente todos los países. En EE.UU. se sigue empleando la norma de la Sociedad de Ingenieros de Automoción, *Society of Automotive Engineers*, SAE).

2.2 TORNILLO

El tornillo, perno o bulón, es un elemento mecánico cilíndrico dotado de cabeza, generalmente metálico, aunque puede ser de madera o plástico, utilizado en la fijación de unas piezas con otras, permite unir elementos sin dejar espacios sin apretar como los remaches, y no se desalojan como los clavos.

Dotado de una caña roscada, que mediante una fuerza de torsión ejercida en su cabeza con una llave adecuada o con un destornillador, puede introducir en un agujero roscado a su medida o atravesar las piezas y acoplarse a una tuerca. En la Fig. 2-1 se muestra el desarrollo de un tornillo.

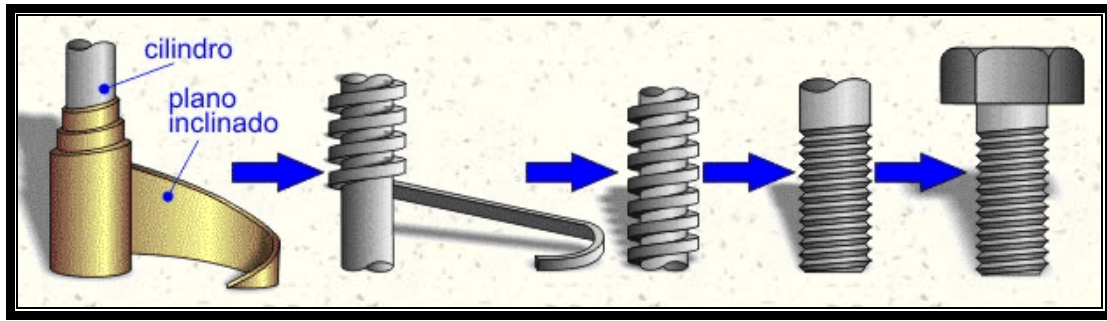


Fig. 2-1 Desarrollo del tornillo

El tornillo trabaja siempre asociado a un orificio roscado y es un mecanismo de desplazamiento. El sistema tornillo-tuerca transforma un movimiento giratorio en uno longitudinal, pero su utilidad básica es la de unión desmontable de objetos, dando lugar a dos formas prácticas de uso:

1. Combinado con una tuerca permite comprimir entre esta y la cabeza del tornillo las piezas que queremos unir. En este caso el tornillo suele tener rosca métrica y es usual colocar arandelas con una doble función: proteger las piezas y evitar que la unión se afloje debido a vibraciones. Se puede encontrar en la sujeción de farolas o motores eléctricos, abrazaderas, estanterías metálicas desmontables etc. Ver Fig. 2-2.

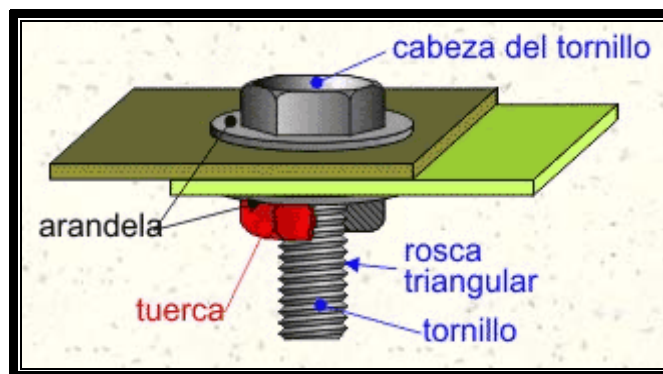


Fig. 2-2 Unión tornillo-tuerca

2. Empleando como tuerca las propias piezas a sujetar. En este caso es usual que el agujero de la pieza que toca la cabeza del tornillo se taladre con un diámetro ligeramente superior al del tornillo, mientras que la otra pieza (la que hace de tuerca) esté roscada. Se emplea para sujetar chapas (lavadoras, neveras, automóviles...) o piezas diversas (juguetes, ordenadores...) sobre estructuras. Ver Fig. 2-3.

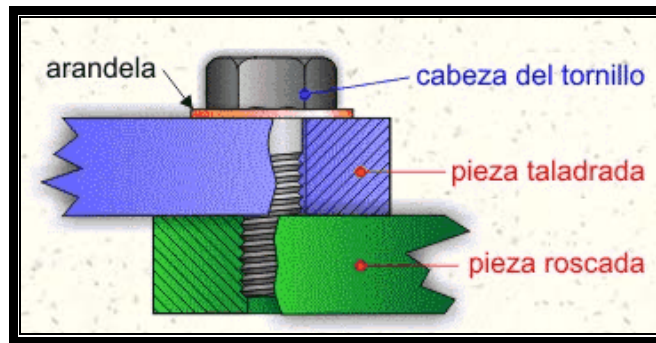


Fig. 2-3 Unión sin tuerca

2.3 PARÁMETROS DE LOS TORNILLOS

Un tornillo se define por los siguientes parámetros:

- *Diámetro exterior de la rosca:*

Es el grosor del tornillo medido en la zona de la rosca. En el sistema métrico se expresa en mm y en el sistema inglés en fracciones de pulgada. Ver Fig. 2-4.

- *Longitud del tornillo:*

Es un parámetro variable. Ver Fig. 2-4.

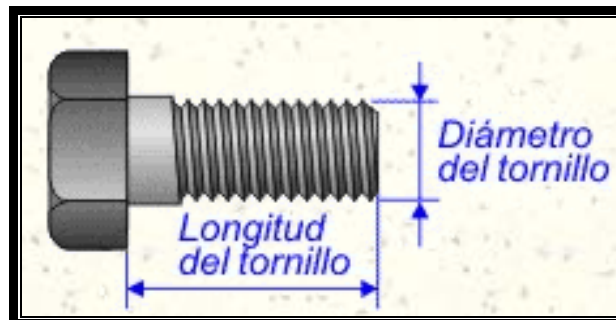


Fig. 2-4 Diámetro exterior de la rosca y longitud del tornillo

- *Tipo de rosca*

El perfil de rosca hace referencia al perfil del filete con el que se ha tallado el tornillo. Los tipos de roscado son: métrica, Whitworth, trapecial, redonda, en diente de sierra, eléctrica, etc. Las roscas pueden ser exteriores o machos (tornillos) o bien interiores o hembras (tuercas), debiendo ser sus magnitudes coherentes para que ambos elementos

puedan enroscarse. Los perfiles de rosca más empleados se pueden observar en la Fig. 2-5.

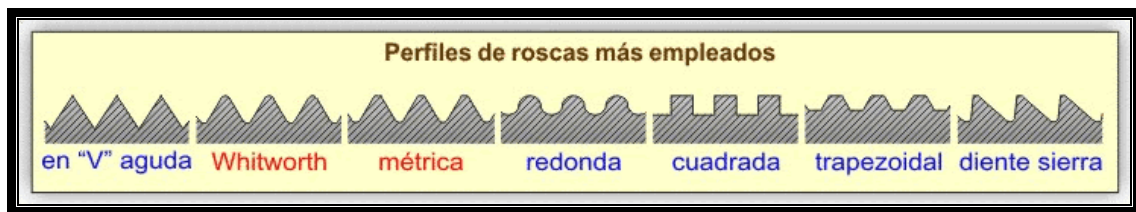


Fig. 2-5 Perfiles de rosca más utilizados para un tornillo

Las roscas en "V" aguda suelen emplearse para instrumentos de precisión (tornillo micrométrico, microscopio...); la Witworth y la métrica se emplean para sujeción (sistema tornillo-tuerca); la redonda para aplicaciones especiales (las lámparas y portalámparas llevan este tipo de rosca); la cuadrada y la trapezoidal se emplean para la transmisión de potencia o movimiento (grifos, presillas, gatos de coches...); la dientes de sierra recibe presión solamente en un sentido y se usa en aplicaciones especiales (mecanismos dónde se quiera facilitar el giro en un sentido y dificultarlo en otro, como tirafondos, sistemas de apriete...).

Es importante aclarar que según el perfil de la rosca se define el tipo de rosca. Los más comunes para sujeción son Withworth y métrica. Estos tipos de rosca están normalizados, lo que quiere decir que las dimensiones de diámetro, paso, ángulo del filete, forma de la cresta y la raíz, etc. ya están predefinidas.

- ***Paso de la rosca***

Es la distancia que hay entre dos crestas sucesivas, en el sistema métrico se expresa en mm y en el sistema inglés por el número de hilos que hay en una pulgada.

Si el tornillo es de rosca sencilla, se corresponde con lo que avanza sobre la tuerca por cada vuelta completa, si es de rosca doble el avance será igual al doble del paso, como se observa en la Fig. 2-6.

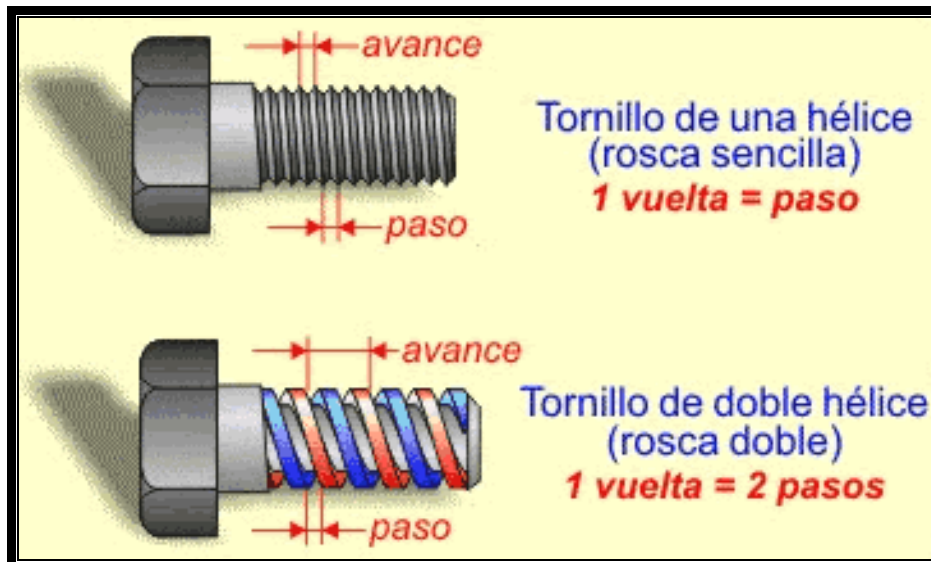


Fig. 2-6 Paso de rosca en tornillo de rosca sencilla y doble

En mecánica se llama rosca a la hélice construida sobre un cilindro, con un perfil determinado y de una manera continua y uniforme. Si la hélice es exterior resulta un tornillo y si es interior una tuerca. El sentido de la rosca es a derechas o a izquierdas. Prácticamente casi toda la tornillería tiene rosca a derechas, que hace que el tornillo avance cuando lo hacemos girar sobre una tuerca o un orificio roscado en el sentido de las agujas del reloj (el tornillo empleado en los grifos hace que estos cierren al girar en el sentido de las agujas del reloj, lo mismo sucede con los tapones de las botellas de bebida gaseosa o con los tarros de mermelada), pero se puede encontrar en algunos ejes, tornillos con rosca a izquierdas. Los tornillos de las ruedas de los vehículos industriales tienen roscas de diferente sentido en los tornillos de las ruedas de la derecha (a derechas) que en los de la izquierda (a izquierdas). Esto se debe a que de esta forma los tornillos tienden a apretarse cuando las ruedas giran en el sentido de la marcha. Asimismo, la combinación de roscas a derechas y a izquierdas es utilizada en tensores roscados. En la Fig. 2-7, se puede observar ambos tipos de rosca.

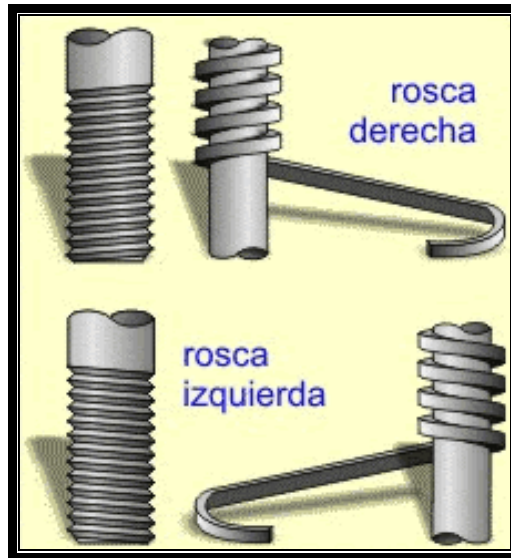


Fig. 2-7 Sentido de la hélice de la rosca

Un claro ejemplo es el Código Técnico de la Edificación (CTE, en el que se establece los principios y los requisitos relativos a la resistencia mecánica y la estabilidad del edificio, así como la aptitud al servicio, incluyendo su durabilidad. Describe las bases y los principios para el cálculo de las mismas. La ejecución, la utilización, la inspección y el mantenimiento se tratan en la medida en la que afectan a la elaboración del proyecto, Las características del código son:

- Es aplicable a todo tipo de edificios, incluso los de carácter provisional.
- A falta de indicaciones, se adoptará como periodo de servicio de 50 años.
- Se definen unos criterios para la evaluación estructural de edificios existentes, en los que se contempla las uniones desmontables tuerca-tornillo.

- ***Material constituyente y resistencia mecánica que tienen***

Salvo excepciones la mayor parte de los tornillos son de acero de diferentes aleaciones y resistencia mecánica. Para madera se utilizan prioritariamente los tornillos de latón.

- ***Tolerancia y calidad de la rosca***

La tolerancia depende del tipo de rosca, para la rosca métrica ISO, los signos S, N, y L representan las tres clases o longitudes de acoplamiento (longitudes roscadas) corto, medio y largo. La calidad se determina en función de la resistencia mecánica que tienen los tornillos. La Norma (EN ISO 898-1) establece el siguiente código de calidades 4.6,

5.6, 5.8, 6.8, 8.8, 10.9 y 12.9. Los fabricantes están obligados a estampar en la cabeza de los tornillos la calidad a la que pertenecen.

- **Tipo de cabeza**

Permite sujetar el tornillo o imprimirle el movimiento giratorio con la ayuda de útiles adecuados (Los más usuales son llaves fijas o inglesas, destornilladores o llaves Allen). Las más usuales son la forma hexagonal o cuadrada, pero también existen otras (semiesférica, gota de sebo, cónica o avellanada, cilíndrica...). Ver Fig. 2-8.

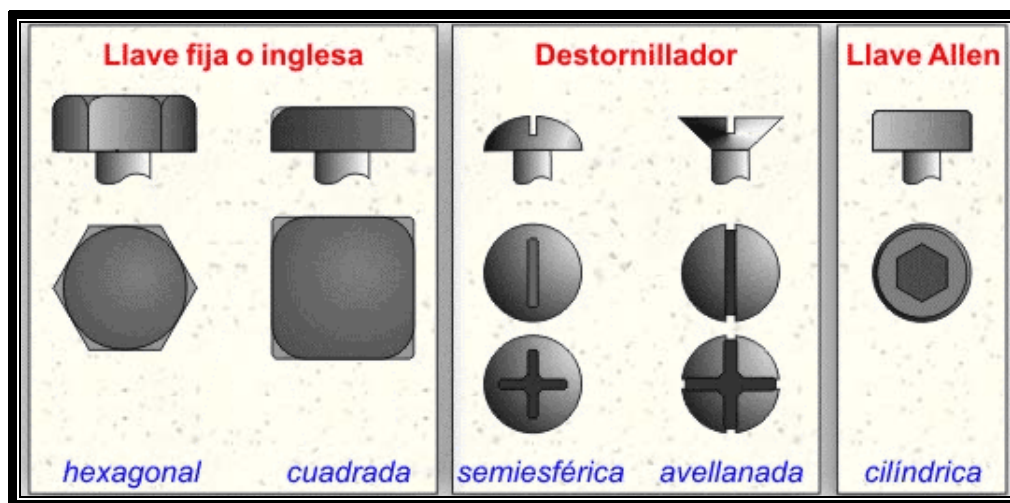


Fig. 2-8 Tipos de cabeza

A modo de resumen, en la Fig. 2-9, se observa las partes importantes del tornillo:



Fig. 2-9 Componentes importantes del tornillo

2.4 CLASIFICACIÓN DE TORNILLOS

Los tornillos son elementos presentes en casi todos los campos de construcciones metálicas, de madera o de otras actividades, según las funciones que se desean obtener y

los materiales que tienen que unir, existe una gran variedad de tipos, tamaños, utilización y procesos de fabricación. A continuación se muestra una clasificación de tornillos en general los más utilizados, que será detallada en profundidad en el Anexo I.

- Tornillos para la madera.
- Tornillos tirafondos para paredes y madera din-571.
- Autoroscantes y autoperforantes para chapas metálicas y maderas duras.
- Tornillos de rosca cilíndrica para uniones metálicas.
- Tornillos comerciales de cabeza hexagonal.
- Tornillería para usos generales.
- Tornillos de miniatura.
- Tornillos de alta resistencia.
- Tornillos de precisión.
- Tornillos inviolables.
- Tornillos grandes o especiales.
- Tornillos de titanio.

El tornillo modelizado, está basado en el tipo de tornillos de rosca cilíndrica para uniones metálicas, en el siguiente apartado se analiza este tipo de tornillos.

2.5 TORNILLOS DE ROSCA CILÍNDRICA PARA UNIONES METÁLICAS

Para la unión de piezas metálicas se utilizan tornillos con rosca triangular que pueden ir atornillados en un agujero ciego o en una tuerca con arandela en un agujero pasante.

Este tipo de tornillos es el que se utiliza normalmente en las máquinas y lo más importante que se requiere de los mismos es que soporten bien los esfuerzos a los que están sometidos y evitar el aflojamiento durante el funcionamiento de la máquina donde están insertados.

Lo destacable de estos tornillos es el tipo de cabeza y el sistema de rosca que posean, puesto que hay variaciones de unos sistemas a otros.

Por el sistema de rosca los más usados son los siguientes:

- Rosca métrica de paso normal o paso fino.
- Rosca inglesa Whitworth de paso normal o fino.
- Rosca americana SAE.

Por el tipo de cabeza que tengan los más usados son los siguientes:

- Cabeza hexagonal. Tipo DIN 933 y DIN 931.
- Cabeza Allen. Tipo DIN 912.
- Cabeza avellanada.
- Cabeza cilíndrica DIN 84.
- Cabeza Torx.

2.5.1 Clasificación según el tipo de cabeza

El diseño de las cabezas de los tornillos responde, en general, a dos necesidades:

1. Conseguir la superficie de apoyo adecuada para la herramienta de apriete, de forma tal, que se pueda alcanzar la fuerza necesaria sin que la cabeza se rompa o deforme.
2. Necesidades de seguridad implican (incluso en reglamentos oficiales de obligado cumplimiento) que ciertos dispositivos requieran herramientas especiales para la apertura, lo que exige que el tornillo (si éste es el medio elegido para asegurar el cierre) no pueda desenroscarse con un destornillador convencional, dificultando así que personal no autorizado acceda al interior.

Los tipos de cabeza más utilizados son los siguientes:

- Cabeza hexagonal de tipo DIN 933 y DIN 931.
- Cabeza avellanada.
- Cabeza cilíndrica DIN 84.
- Cabeza Torx.
- Cabeza Allen de tipo DIN 912, como se observa en la Fig. 2-10.



Fig. 2-10 Tornillo con cabeza Allen Din 912

En la Fig. 2-11 se muestra los diferentes tipos de cabeza para:

- Para distintas formas: hexagonal (a), redonda o alomada (b), cilíndrica (d, g), avellanada (c, e, f).
- Combinadas con distintos sistemas de apriete: hexagonal (a) o cuadrada para llave inglesa, ranura o entalla (b, c, d) y Phillips (f) para destornillador, agujero hexagonal (e) para llave Allen, moleteado (g) para apriete manual, etc.

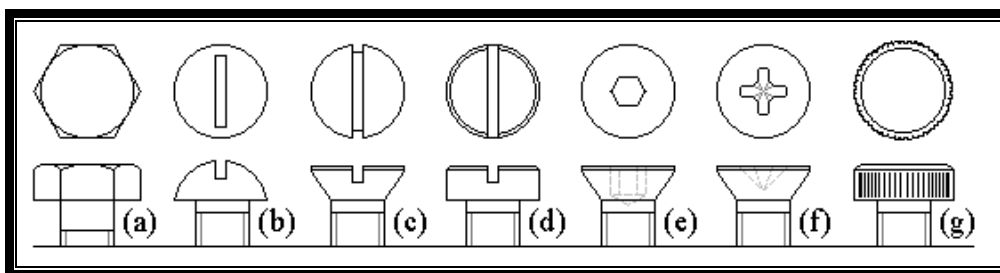


Fig. 2-11 Tipos de cabeza según la forma y el sistema de apriete

2.5.2 Clasificación según el tipo de rosca [6]

Representación de una sección de una rosca

Si se representa una rosca seccionada según un plano axial y se atiende sólo al filete se aprecian como se muestra en la Fig. 2-12, los siguientes detalles:

- Flanco o cara lateral.
- Ángulo del flanco, medido en un plano axial.
- Fondo, unión de los flancos por la parte interior.
- Cresta, unión de los flancos por la parte exterior.
- Vano, espacio vacío entre dos filetes.
- Base, donde los filetes se apoyan en el núcleo.

- Núcleo, es el volumen ideal sobre el que se encuentra la rosca o cuerpo del elemento roscado.
- Hilo, es la porción de hélice comprendida en una vuelta completa de la tuerca.

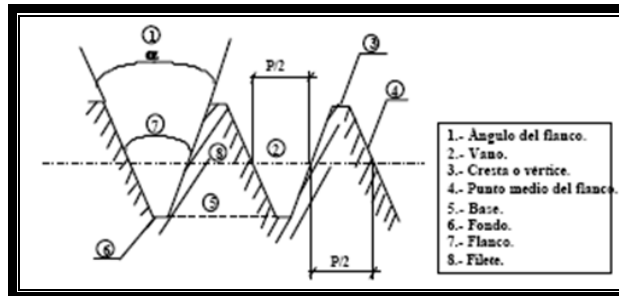


Fig. 2-12 Elementos de una rosca

Clasificación de las roscas

En la clasificación de una rosca intervienen varios factores, como son: el número de filetes, la forma de la rosca, el lugar donde va roscada y el sentido.

La clasificación según el número de hilos es:

- De una entrada, si tiene un solo filete.
- De varias entradas, si tiene dos o más filetes.

La Fig. 2-13, representa roscas de dos y tres entradas:

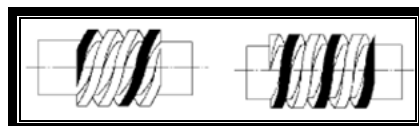


Fig. 2-13 Roscas de dos y tres entradas

La clasificación según la forma de los hilos es:

- Triangulares: los filetes son triángulos y son las más usadas para fijación.
- Trapeciales: los filetes son trapecios isósceles y son las más usadas para transmisión de fuerza o servir de guía.
- Redondas: se emplean para roscas que tengan mucho desgaste y para casos especiales (casquillos de bombillas).

La clasificación según su posición es:

- Exteriores: si están hechas en un cilindro exterior, dan lugar a un tornillo.

- Interiores: si están hechas en un cilindro interior o agujero, dan lugar a tuercas.

La clasificación según el sistema de normalización utilizado es:

1. Rosca métrica de paso normal o paso fino (ISO)

La rosca métrica está basada en el Sistema Internacional SI y es una de las roscas más utilizadas en el ensamblaje de piezas mecánicas. El juego que tiene en los vértices del acoplamiento entre el tornillo y la tuerca permite el engrase. Los datos constructivos de esta rosca son los siguientes (Ver Fig. 2-14):

- La sección del filete es un triángulo equilátero cuyo ángulo vale 60° .
- El fondo de la rosca es redondeado y la cresta de la rosca levemente truncada.
- El lado del triángulo es igual al paso.
- El ángulo que forma el filete es de 60° .
- Paso es la distancia entre dos puntos homólogos. Ejemplo: entre las crestas contiguas.
- Su diámetro exterior y el avance se miden en milímetros, siendo el avance la longitud que avanza en dirección axial el tornillo en una vuelta completa.

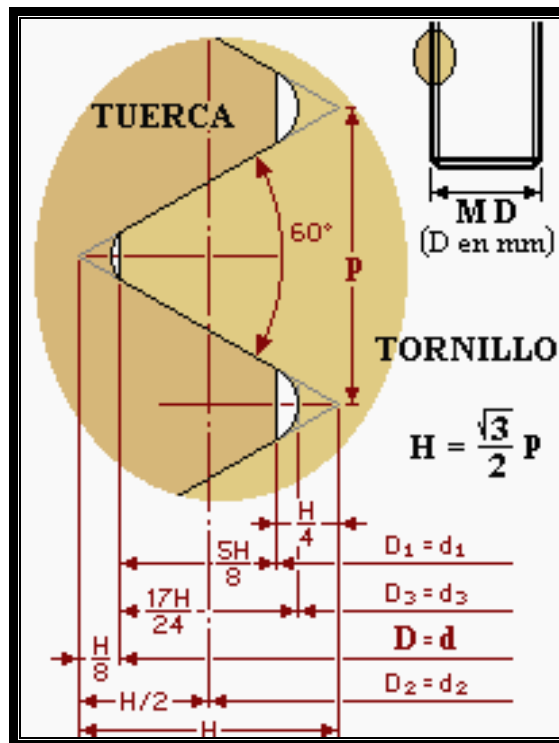


Fig. 2-14 Esquema gráfico de un acoplamiento de tornillo y tuerca métrica

En la Tabla 2-1 se presentan las características dimensionales de este tipo de roscas:

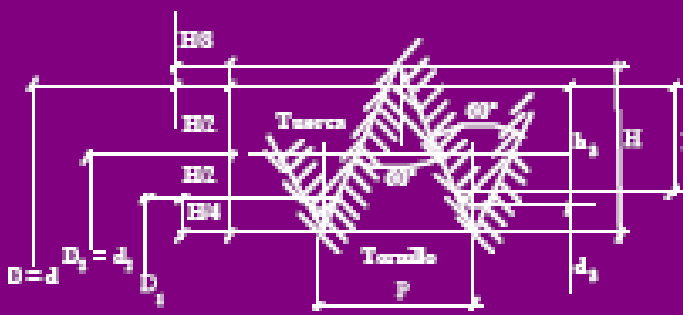
$H = 0.86603 P$ $H_4 = 5/8 \cdot H = 0.54127 P$ $h_3 = 1.723 \cdot H = 0.61343 P$ $d_4 = D_4 = d - 2H_4 = d - 1.08253 P$ $d_7 = D_7 = d - 3/4 H = d - 0.64952 P$ $d_7 = d - 2h_3 = d - 1.22687 P$ $r = H/6 = 0.14434 P$									
									
Ø nominal		P	Ø		Ø	Altura filete		r	Sec. mm ²
I	II		d ₃ =D ₃	d ₃		h ₃	H ₄		
1.6		0.35	1.373	1.171	1.221	0.215	0.189	0.051	1.08
	1.8	0.35	1.573	1.371	1.421	0.215	0.189	0.051	1.47
2		0.4	1.740	1.509	1.567	0.245	0.216	0.058	1.79
	2.2	0.45	1.980	1.648	1.713	0.276	0.243	0.065	2.13
2.4		0.45	2.208	1.948	2.013	0.276	0.243	0.065	2.98
5		0.5	2.675	2.387	2.459	0.307	0.271	0.072	4.47
3	3.5	0.6	3.110	2.764	2.850	0.368	0.325	0.087	6.00
		0.7	3.545	3.141	3.242	0.429	0.379	0.101	7.75
4	4.5	0.75	4.013	3.580	3.688	0.460	0.406	0.108	10.1
		0.8	4.480	4.019	4.134	0.491	0.433	0.115	12.7
5		1	5.350	4.773	4.917	0.613	0.541	0.144	17.9
6	7	1	6.350	5.773	5.917	0.613	0.541	0.144	25.4
		1.25	7.188	6.466	6.647	0.767	0.677	0.180	32.8
8		1.5	9.026	8.160	8.376	0.920	0.812	0.217	52.3
10		1.75	10.863	9.853	10.106	1.074	0.947	0.253	76.2
12	14	2	12.701	11.546	11.835	1.227	1.083	0.289	105
		2	14.701	13.546	13.835	1.227	1.083	0.289	105
16	18	2.5	16.376	14.933	15.294	1.534	1.353	0.361	175

Tabla 2-1 Roscas ISO

La Tabla 2-2 muestra los diferentes agujeros previos, que se tienen que realizar, para los distintos tornillos que tienen que ir alojados en ellos:

Medida nominal y paso normal	Diámetro broca agujero (mm)	Medida nominal y paso fino.	Diámetro broca agujero (mm)
M4 x 0,7	3,3	M4 x 0,35	3,65
M5 x 0,8	4,2	M5 x 0,50	4,5
M6 x 1	5	M6 x 0,50	5,5
M8 x 1,25	6,8	M8 x 0,75	7,25
M10 x 1,50	8,5	M10 x 0,75	9,25
M12 x 1,75	10,2	M12 x 1	11
M14 x 2	12	M14 x 1	13
M16 x 2	14	M16 x 1,25	14,75
M18 x 2,5	15,5	M18 x 1,25	16,75
M20 x 2,5	17,5	M20 x 1,50	18,50
M22 x 2,5	19,5	M22 x 1,50	20,50
M24 x 3	21	M24 x 1,50	22,50
M27 x 3	24	M27 x 2	25
M30 x 3,5	26,5	M30 x 2	28

Tabla 2-2 Diámetro de brocas para agujeros de tornillos métricos gama estándar

2. Rosca inglesa Whitworth de paso normal o fino

La primera persona que creó un tipo de rosca normalizada, aproximadamente alrededor del año 1841 fue el ingeniero mecánico inglés Sir Joseph Whitworth.

El sistema de roscas Whitworth todavía se utiliza para reparar la vieja maquinaria y tiene un filete de rosca más grueso que el filete de rosca métrico.

El sistema Whitworth fue un estándar británico, abreviado a BSW (BS 84:1956) y el filete de rosca fino estándar británico (BSF) fue introducido en 1908 debido a que el hilo de rosca de Whitworth resultaba grueso para algunos usos.

El ángulo del hilo de rosca es de 55° en vez de los 60° que tiene la rosca métrica la profundidad y el grosor del filete de rosca variaba con el diámetro del tornillo (es decir, cuanto más grueso es el perno, más grueso es el filete de rosca).

En este sistema de roscas el paso se considera como el número de filetes que hay por pulgada, y el diámetro se expresa en fracciones de pulgada (por ejemplo $1/4"$, $5/16"$).

A continuación se muestra un tornillo de rosca Whitworth en la Fig. 2-15.



Fig. 2-15 Tornillo de rosca Whitworth con muestra de óxido

A su vez la rosca Whitworth, se subdivide en:

- Sistema Whitworth: Usado en países anglosajones.

En la Tabla 2-3 se presentan las características dimensionales de este tipo de roscas:


$H = 0.96049 P$ $H_4 = h_3 = 0.64 P$ $r = 0.14 P$ $D_4 = d_3 = D - 1.3 P$ $D_3 = d_2 = D - 0.64 P$ $H_2 = H_4$ $\text{Truncamiento } \frac{H}{6} = 0.16 P$						
						
Ø nominal $D = d$	Paso en hilos por pulgada Z	Ø medio $d_3 = D_3$	Ø núcleo $d_2 = D_4$	Altura $h_3 = H_4$	Radio r	Sección del núcleo mm. ²
1/4"	20	5.537	4.724	0.813	0.177	17.5
5/16"	18	7.034	6.131	0.904	0.197	29.5
3/8"	16	8.509	7.492	1.017	0.222	44.1
1/2"	12	11.345	9.990	1.355	0.298	78.4
5/8"	11	14.397	12.918	1.479	0.322	131.1
3/4"	10	17.424	15.798	1.627	0.355	196.0
7/8"	9	20.419	18.611	1.807	0.395	272.0
1"	8	23.368	21.335	2.033	0.443	357.5

Tabla 2-3 Roscas Whitworth

- Sistema Whitworth para tubos: También denominado sistema gas.

En la Tabla 2-4 se presentan las características dimensionales de este tipo de roscas:

$$H = 0.96049 P$$

$$H_4 = h_3 = 0.64 P$$

$$r = 0.14 P$$

$$D_4 = d_3 = D - 1.3 P$$

$$D_3 = d_2 = D - 0.64 P$$

$$H_2 = H_1 \quad \frac{H}{6} = 0.16 P$$

The diagram illustrates the geometry of a gas thread profile. It shows a cross-section of the thread with various dimensions labeled. The pitch is denoted by 'P'. The height of the thread is 'H'. The radius of the fillet is 'r'. The outer diameter is 'D', and the inner diameter is 'd'. The diameters at the base of the thread are 'D2 = d2' and 'D3 = d3'. The height of the thread at the base is 'H4 = h3'. The truncation at the top of the thread is 'H/6'. The diagram also shows the 'Tuerca' (nut) and 'Tornillo' (screw) profiles.

Ø nominal	Paso en hilos por	Ø medio	Ø núcleo	Altura	Radio	Diámetro comercial del tubo	
D = d	pulgada Z	d ₃ = D ₃	d ₂ = D ₄	h ₃ = H ₄	r	Ext.	Int.
R 1/8"	28	9.147	8.588	0.581	0.125	10	3
R 1/4"	19	12.301	11.445	0.856	0.184	13	6
R 3/8"	19	15.806	14.950	0.856	0.184	17	10
R 1/2"	14	19.793	18.631	1.162	0.249	21	15
R 3/4"	14	25.279	24.117	1.162	0.249	26	20
R 1"	11	31.770	30.291	1.479	0.317	33	25
R 1 1/4"	11	40.431	38.952	1.479	0.317	42	32
R 1 1/2"	11	46.324	44.845	1.479	0.317	48	40
R 2"	11	58.135	56.656	1.479	0.317	60	50

Tabla 2-4 Roscas tipo gas

3. Rosca estándar estadounidense SAE UNF

Los Estados Unidos tienen su propio sistema de roscas, generalmente llamado el estándar unificado del hilo de rosca UNF, que también se utiliza extensivamente en Canadá y en la mayoría de los otros países alrededor del mundo.

Como mínimo el 85% de los tornillos del mundo se dimensionan a las medidas unificadas del hilo de rosca, y la selección más grande de los tamaños y de los materiales de tornillos se encuentra regulada por ese tipo estándar.

Una versión de este estándar, llamada SAE, fue utilizada en la industria de automóvil norteamericana. El SAE todavía está asociado a las dimensiones en pulgadas, aun cuando la industria automotriz de los EE. UU. (y otras Industrias Pesadas que usan el sistema SAE) han convertido gradualmente a los tornillos métricos ISO, a partir de los años 70, debido a que la producción de piezas y la comercialización de producto globales favorecen la estandarización internacional.

Sin embargo, todos los automóviles vendidos alrededor del mundo contienen los tornillos métricos (los montajes de motor) e imperiales (por ejemplo, las tuercas del estirón, los sensores del oxígeno, las piezas eléctricas internas de los ensambles, los tornillo del cuerpo, de las lámparas, del manejo, del freno y de la suspensión).

En la Tabla 2-5 se presentan las características dimensionales de este tipo de roscas:

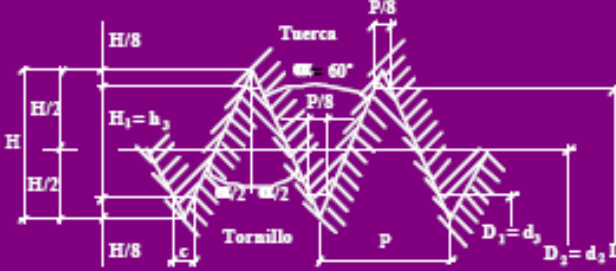
$H = 0'86603 P$ $H_1 = h_1 = 0'85 P$ $c = 0'11 P$ $D_4 = d_4 = D - 1'3 P$ $D_3 = d_3 = D - 0'85 P$ $H_2 = H_1$ $\frac{H}{8} = 0'108 P$						
Ø nominal $D = d$	Paso P	Ø medio $d_3 = D_3$	Ø núcleo $d_4 = D_4$	Altura $h_2 = H_2$	Ancho del fondo c	Sección mm.^2
1	0'397	1'596	1'388	0'258	0'043	1'513
2	0'454	1'889	1'594	0'295	0'049	1'995
3	0'529	2'171	1'827	0'344	0'058	2'621
4	0'635	2'433	2'021	0'412	0'069	3'207
5	0'635	2'763	2'351	0'412	0'069	4'341
6	0'794	2'989	2'473	0'516	0'087	4'803
8	0'794	3'650	3'134	0'516	0'087	7'714
10	1'058	4'798	4'110	0'688	0'116	13'267
1/4"	1'270	5'525	4'700	0'825	0'189	17'349
5/16"	1'411	7'021	6'104	0'917	0'195	29'263
3/8"	1'588	8'454	7'463	1'031	0'209	43'743
7/16"	1'814	9'934	8'755	1'179	0'213	60'200
1/2"	1'954	11'431	10'162	1'269	0'226	81'105
9/16"	2'117	12'913	11'538	1'375	0'232	104'556
5/8"	2'309	14'575	12'875	1'500	0'252	130'192
3/4"	2'540	17'400	15'750	1'650	0'279	194'827
7/8"	2'822	20'392	18'559	1'833	0'310	270'519
1"	3'175	23'338	21'276	2'062	0'349	355'524

Tabla 2-5 Roscas UNF

La Tabla 2-6 representa un resumen de los distintos tipos de roscas:

Clase de rosca		Símbolo	Medidas nominales de la rosca
Inglés	Whitworth		Diámetro de la rosca exterior en pulgadas
	Whitworth de gas	R	Diámetro interior del tubo normal en pulgadas
Americano	Sellers	Basta	NC
		Fina	NF
		Especial	NS
ISO	Métrica	M	Diámetro exterior de la rosca en mm.
	Métrica fina	M	Diámetro exterior de la rosca y paso en mm.

Tabla 2-6 Denominación de los diferentes tipos de rosca

Designación de las roscas

La designación o nomenclatura de la rosca es la identificación de los principales elementos que intervienen en la fabricación de una rosca determinada, se hace por medio de su letra representativa e indicando la dimensión del diámetro exterior y el paso. Este último se indica directamente en milímetros para la rosca métrica, mientras que en la rosca unificada y Witworth se indica a través de la cantidad de hilos existentes dentro de una pulgada.

- La rosca métrica se nombra o designa mediante una M mayúscula seguida del diámetro del tornillo (en milímetros). Así, M8 hace referencia a una rosca métrica de diámetro exterior de rosca 8 mm.

Si el tornillo es métrico de rosca fina (tiene un paso menor del normal), la designación se hace añadiendo el paso a la nomenclatura anterior. Por ejemplo, M20x1,5 hace referencia a un tornillo de rosca métrica de 20 mm de diámetro y 1,5 mm de paso.

En ocasiones también se muestra la longitud roscada. Por ejemplo M24 x 2 x 60 hace referencia a un tornillo de rosca métrica de 24 mm de diámetro, 2 mm de paso y 60 mm de longitud roscada.

- La designación de la rosca unificada se hace de manera diferente: Por ejemplo una nomenclatura normal en un plano de taller podría ser:

1/4 – 28 UNF – 3B – LH

- 1/4: de pulgada es el diámetro mayor nominal de la rosca.
- 28: es el número de hilos por pulgada.
- UNF: es la serie de roscas, en este caso unificada fina.
- 3B: el 3 indica el ajuste (relación entre una rosca interna y una externa cuando se arman); B indica una tuerca interna y A indica una tuerca externa.
- LH: indica que la rosca es izquierda. (Si no aparece indicación alguna se supone que la rosca es derecha)

La Tabla 2-7 indica la información para reconocer el tipo de rosca a través de su letra característica, se listan la mayoría de las roscas utilizadas en ingeniería mecánica:

Asociación	Símbolo 1	Símbolo 2
American Petroleum Institute	API	
British Association	BA	
International Organisation for Standardisation	ISO	
Rosca para bicicletas	C	
Rosca Edison	E	
Rosca de filetes redondos	Rd	
Rosca de filetes trapezoidales	Tr	
Rosca para tubos blindados de conducción eléctrica	PG	Pr
Rosca Whitworth de paso normal	BSW	W
Rosca Whitworth de paso fino	BSF	
Rosca Whitworth para tubos (Gas)	BSP	R/G
Rosca Métrica paso normal	M	SI
Rosca Métrica paso fino	M	SIF
Rosca Americana Unificada paso normal	UNC	NC, USS
Rosca Americana Unificada paso fino	UNF	NF, SAE
Rosca Americana Unificada paso exrafino	UNEF	NEF
Rosca Americana Cilíndrica para tubos	NPS	
Rosca americana cónica para tubos	NPT	ASTP
Rosca Americana paso especial	UNS	NS
Rosca Americana Cilíndrica "dryseal" para tubos	NPSF	
Rosca Americana Cónica "dryseal" para tubos	NPTF	
Rosca Japonesa para fluidos	PT	

Tabla 2-7 Símbolos de roscado más comunes

Usos de las roscas en general

- Las roscas triangulares se emplean en tornillos de fijación; el truncamiento del filete facilita las operaciones de desmontaje, pero por el contrario disminuye la estanquidad de la unión.

- Las roscas finas (con paso menor que el normal) se emplean cuando la longitud de la unión atornillada es pequeña, por ejemplo en uniones en paredes delgadas de tubos; también pueden emplearse cuando se quiere evitar el aflojamiento de la unión, ya que el mayor número de filetes de contacto entre el tornillo y la tuerca incrementa el rozamiento.
- Para el enroscado de tubos se emplean las llamadas *roscas de gas* derivadas del sistema Whitworth, caracterizadas por una elevada estanquidad (el filete no está truncado) y una relación profundidad/diámetro pequeña para no debilitar la pared del tubo.

Representación de las roscas y los tornillos en plano

En los agujeros roscados las crestas vistas se representan con trazo continuo grueso y los fondos con trazo fino. En vistas ocultas, ambas se trazan con trazo fino discontinuo. En las secciones, el rayado se prolonga hasta la cresta. En vista frontal, la línea de fondo abarcará aproximadamente $3/4$ de circunferencia para evitar errores de interpretación. En los dibujos conjuntos, las líneas de la rosca macho (tornillo) prevalecen sobre las de la rosca hembra (tuerca). En las Fig. 2-16, Fig. 2-17 y Fig. 2-18, se muestran varios ejemplos de representación de roscas.

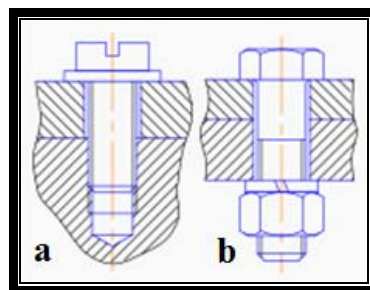


Fig. 2-16 a) Tornillo fijado en agujero ciego. b) Tornillo fijado con tuerca

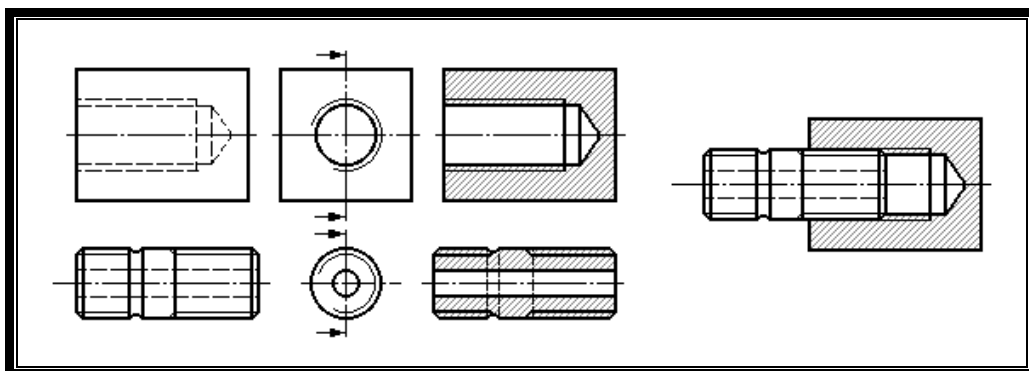


Fig. 2-17 Representación en plano de las roscas según vista y sección

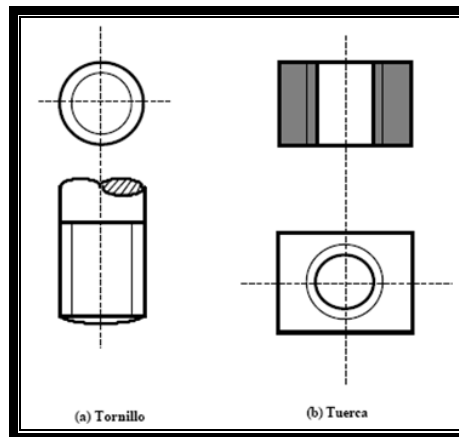


Fig. 2-18 Representación según la norma ISO de tornillos y tuercas

2.6 TRATAMIENTOS TÉRMICOS DE LOS TORNILLOS

En la práctica, la totalidad de tornillos que se fabrican son de acero. El proceso industrial de fabricación de tornillos mediante estampación y laminación, requiere el uso de acero de gran ductilidad, es decir con poco contenido de carbono. Esta particularidad, hace que los tornillos de menor resistencia, 4.6, 5.6, 5.8 y 6.8 no reciban tratamiento térmico de endurecimiento.

Para fabricar tornillos más resistentes de calidades 8.8 y 10.9, se produce un acero creado ex profeso para tornillería denominado DUCTIL 80 y DUCTIL 100, caracterizado por ser pre-tratado antes del proceso de fabricación de los tornillos, debido a su composición química, que le permite seguir siendo dúctil aunque tenga más resistencia mecánica, posibilitando la fabricación de tornillos en frío.

La composición química del denominado DUCTIL 80 es la siguiente:

C (.06/.08), Mn (1.30/1.80), Si (.20/.40), Cr (.20/.50), Ti (.20/.40)Nb(.03/.05)

Con este contenido tan bajo de C permite mantener la ductilidad a pesar de su dureza, con el contenido de Mn y Si se consigue templabilidad a bajo coste y con el Nb se mantiene el control de tamaño del grano a alta temperatura.

Composición parecida tiene el acero denominado DUCTIL 100 aunque en este acero el contenido de C pasa a ser de (.05/.20) para elevar su resistencia mecánica.

Para la fabricación de tornillos de gran resistencia se utiliza acero que permita el temple después de un tratamiento de cementación o nitruración.

2.7 TRATAMIENTOS SUPERFICIALES ANTICORROSIVOS DE LOS TORNILLOS

El acero es el metal más empleado en la fabricación de tornillos. Satisface la mayor parte de las demandas de las principales industrias en términos de calidad técnica y económica para determinados usos. Sin embargo, existen una serie de limitaciones, entre las que se encuentra, la baja resistencia a la corrosión que presenta los aceros comunes.

Generalmente, la función de los tornillos forma parte del soporte de la carga, por consiguiente una exposición prolongada puede dar lugar a daños en la integridad de la estructura que conlleva un coste de reparación y/o sustitución. Además muchos tornillos trabajan a la intemperie.

Por esta razón se utiliza el galvanizado como uno de los métodos que se lleva a cabo para mejorar la resistencia a la corrosión de los tornillos mediante un pequeño recubrimiento sobre la superficie. El galvanizado permite el recubrimiento de los tornillos mediante su inmersión en un baño de cinc fundido.

La técnica de galvanizado o cincado electrolítico o mecánico es la que más se utiliza para el recubrimiento anticorrosivo de los tornillos. Esta técnica consiste en depositar sobre la pieza una capa de cinc mediante corriente continua a partir de una solución salina que contiene cinc. El proceso se utiliza para proteger piezas más pequeñas, cuando requieren un acabado más uniforme que proporciona el galvanizado.

Otro proceso de protección anticorrosiva lo constituye el tratamiento llamado pavonado. El pavonado es un acabado negro o azulado, brillante o mate, para piezas de acero, de gran duración, efecto decorativo y resistencia a la corrosión. Atrae y retiene los aceites lubricantes. El revestimiento no aumenta ni disminuye las dimensiones de los metales tratados, por lo que las tolerancias para el ajuste de piezas no se ven afectadas. Además, las superficies tratadas pueden ser soldadas, enceradas, barnizadas o pintadas. Se obtiene un revestimiento mate cuando se aplica sobre una superficie tratada con chorro de arena o con un mordiente químico y un revestimiento brillante sobre una superficie pulida o lisa. Los colores que se pueden obtener varían del negro al azulado, según la clase de aleación tratada. En la Fig. 2-19, se muestra una selección de tornillos sometidos al proceso de pavonado.



Fig. 2-19 Selección de tornillos pavonados

Para situaciones de mayor protección anticorrosiva se utiliza tornillería fabricada con acero inoxidable que lógicamente es más cara, e incluso para casos más específicos se fabrican tornillos de titanio cuya resistencia anticorrosiva es casi total

2.8 MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN DE TORNILLOS

Existen dos medios diferentes para medir o verificar la rosca de los tornillos; métodos de medición directa y de medición indirecta.

- Para la medición directa se utilizan generalmente micrómetros (Ver Fig. 2-20) cuyas puntas están adaptadas para introducirse en el flanco de las roscas. Otro método de medida directa es hacerlo con el micrómetro y un juego de varillas que se introducen en los flancos de las roscas y permite medir de forma directa los diámetros medios en los flancos de acuerdo con el diámetro que tengan las varillas.



Fig. 2-20 Micrómetro para medir roscas

- Para la medición indirecta de las roscas se utilizan varios métodos, el más común es el de las galgas, compuestas de 2 partes denominadas “pasa” y “no-pasa”, como se aprecia en la Fig. 2-21.



Fig. 2-21 Galga (pasa no-pasa) roscados exteriores

También existe una galga muy común, que consta de un juego de plantillas de los diferentes pasos de rosca de cada sistema, donde de forma sencilla permite identificar cual es el paso que tiene un tornillo o una tuerca. En laboratorios de metrología también se usan los proyectores de perfiles ideales para la verificación de roscas de precisión.

2.9 CONTROL DEL PARA DE APRIETE

El apriete regulado se establece normalmente como la precarga que se debe aplicar al atornillar un tornillo mediante la herramienta adecuada.

Los aprietes están regulados para la tornillería pavonada, con lubricación adecuada, (μ = Coeficiente de viscosidad dinámico) y calidad de tornillo utilizada. El apriete regulado proporciona al ensamble unas mejoras esenciales porque evita que el anclaje quede flojo con riesgo de desapriete o que se aplique una precarga demasiado fuerte, con riesgo de deformación de las piezas ensambladas, o de ruptura del tornillo.

La precarga es función del par de apriete aplicado al tornillo y del coeficiente de frotamiento. La precarga es la fuerza en Newton que presiona a las piezas durante el apriete del tornillo.

El par es una fuerza aplicada en el extremo de un brazo de palanca constituido por las herramientas de apriete (llaves, destornillador, etc.) y la fuerza manual o neumática que se aplica a las mismas.

$$\text{Par (Nm)} = \text{Fuerza (Newton)} \times \text{Longitud (metro)}$$

La conversión de *Nm* a *kilogramo-fuerza • metro* es la siguiente:

$$1 \text{ Nm} = 0,102 \text{ Kpm}$$

Los pares de apriete se calculan al 85% del límite elástico del tornillo en función de las dimensiones y calidades que tenga. Existen Tablas que regulan los pares de apriete recomendado para cada caso.

Resulta crucial que se preste atención a los pares de apriete y a las instrucciones de instalación en los casos que lo determinen las especificaciones de montaje. Los motores

de vehículos, son especialmente sensibles a un par de apriete inadecuado. Los motores modernos reaccionan de un modo particularmente sensible a los errores de montaje.

La herramienta que se utiliza para apretar un tornillo con el par regulado se llama llave dinamométrica. Ver Fig. 2-22.

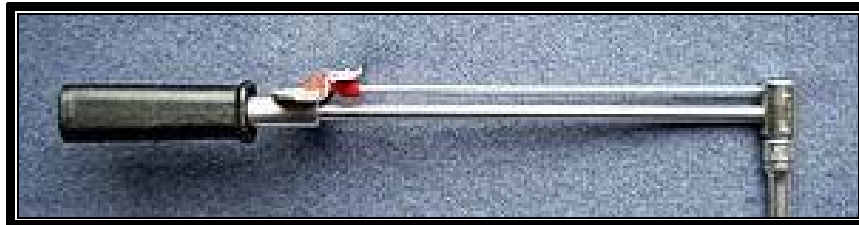


Fig. 2-22 Llave Dinamométrica

2.10 NORMATIVA

A continuación se resumen, a título informativo, la normativa que contempla a los tornillos.

- Normas de calidad, producción y residuos a grandes rasgos EN ISO 2009 (DIN EN ISO 2009)
- Para cabeza de 6 cantos o caras:

ISO 4014 (antigua: DIN 931), ISO 4017 (antigua: DIN 933), ISO 8765 (antigua: DIN 960), ISO 8676 (antigua: DIN 961), tornillo pasante DIN 7968, para construcciones metálicas DIN 7990, para construcciones metálicas (de alto rendimiento) EN 14399 (antigua: DIN 6914), para madera DIN 571, de chapa ISO 1479 (antigua: DIN 7976).

- Para cabeza de cuatro cantos:

DIN 478, DIN 479, DIN 480.

- Para cabeza cilíndrica:

ISO 4762 (antigua: DIN 912), de cabeza baja con guía de llave DIN 6912, de cabeza baja DIN 7984, ISO 1207 (antigua: DIN 84), ISO 1481 (antigua: DIN 7971).

- Para cabeza hundida:

ISO 10642 (antigua: DIN 7991), con raja ISO 2009 (antigua: DIN 963), tornillo para madera con raja DIN 97, tornillo para chapa con raja ISO 1482 (antigua: DIN 7972),

con hendidura en cruz ISO 7046 (antigua: DIN 965), para madera con hendidura en cruz DIN 7997, para chapa con hendidura en cruz ISO 7050 (antigua: DIN 7982), tornillos para ordenador de cabeza de guisante (D), con raja ISO 2010 (antigua: DIN 964), tornillo con cabeza de guisante (o plana) para madera Schlitz DIN 95, para chapa con raja ISO 1483 (antigua: DIN 7973), con hendidura en cruz ISO 7047 (antigua: DIN 966), para madera con hendidura en cruz DIN 7995, chapa con hendidura en cruz ISO 7051 (antigua: DIN 7983).

- Para cabeza redondeada:

Para madera con hendidura de raja DIN 96, para madera con hendidura en cruz DIN 7996, para chapa con hendidura en cruz ISO 7049 (antigua: DIN 7981)

- Para cabeza amartillada:

DIN 261, con cuatro cantos DIN 186, con nariz DIN 7992, T-tornillo hueco DIN 787, cabeza plana y redonda (con cuatro flancos bajo la cabeza), tornillo de caras redondeadas con 4 cantos DIN 603.

- Proyección isométrica ISO 4026 (antigua: DIN 913):

Seis caras internas (llave Allen) con punta ISO 4027 (antigua: DIN 914), seis caras internas con vástago ISO 4028 (antigua: DIN 915), ISO 4029 (antigua: DIN 916), seis caras internas con raja y punta hueca DIN 551, con raja y punta cónica DIN 553, con raja y vástago ISO 7435 (antigua: DIN 417), Con raja DIN 438

- Para tornillos especiales:

Tornillo con ojo DIN 444, tornillo con alas DIN 316, tornillo recto alto DIN 464, tornillo recto bajo DIN 653, DIN 580, tornillo de cierre con seis caras interiores, fileteado cónico DIN 906, tornillo de cierre con seis flanco exteriores, fileteado cónico DIN 909, tornillo de cierre con ribetes y seis flancos interiores, filete cilíndrico DIN 908, tornillo de cierre con ribete y seis caras exteriores, acabado pesado, filete cilíndrico DIN 910, tornillo de cierre con ribete y seis caras exteriores, acabado ligero, filete cilíndrico DIN 7604, filete de corte DIN 7513, DIN 835, DIN 938, DIN 939, DIN 940, tornillo para perforar DIN 7504

3. METODOLOGÍA

3.1 HERRAMIENTA DE CÁLCULO: CATIA®

Al día de hoy, muchos son los programas que ayudan a resolver problemas de elementos finitos, entre ellos se encuentran ANSYS o ABAQUS, el interés de la autora en utilizar Catia®, herramienta de diseño y de elementos finitos, se debe a:

- Como programa de elementos finitos, es quizás menos eficientes que otros, pero para el caso del estudio de un tornillo, los resultados obtenidos son competentes, rápidos y eficientes.
- Se consideró la idea de aprender a utilizarlo de manera autodidacta, como formación, debido a que, el programa Catia® es utilizado en el mundo ingenieril, con una amplia gama de recursos para facilitar el diseño y análisis de elementos y estructuras y todo Ingeniero Industrial debería tener unos conocimientos básicos en dicho programa.

Para explicar la evolución del Catia®, es necesario mencionar el concepto de diseño asistido por ordenador (CAD).

3.1.1 Diseño asistido por ordenador [7]

El Diseño Asistido por Ordenador (surge en el año 1950), más conocido por sus siglas inglesas CAD, *Computer Aided Design*, es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y a otros profesionales del diseño en sus respectivas actividades. Puede ser también nombrado con las siglas CADD, es decir, dibujo y diseño asistido por ordenador, *Computer Asisted Drawing and Design*. Concretando en la definición, se entiende por Sistema CAD un sistema software que aborda la automatización global del proceso de diseño de un determinado tipo de ente.

Por ello, también es frecuente utilizar las siglas CAD, para designar al conjunto de herramientas de software orientadas fundamentalmente, pero no exclusivamente, al diseño (CAD), la fabricación (CAM) y el análisis (CAE) asistidos por computadora en los ámbitos científico e industrial.

Por otra parte, el CAD es también utilizado en el marco de procesos de administración del ciclo de vida de productos. Este software se puede dividir básicamente en programas

de dibujo en dos dimensiones (2D) y modeladores en tres dimensiones (3D). Las herramientas de dibujo en 2D se basan en entidades geométricas vectoriales como puntos, líneas, arcos y polígonos, con las que se puede operar a través de una interfaz gráfica. Los modeladores en 3D añaden superficies y sólidos.

El usuario puede asociar a cada entidad una serie de propiedades como color, usuario, capa, estilo de línea, nombre, definición geométrica, etc., que permiten manejar la información de forma lógica. Además pueden asociarse a las entidades o conjuntos de éstas otro tipo de propiedades como material, etc., que permiten enlazar el CAD a los sistemas de gestión y producción.

De los modelos pueden obtenerse planos con cotas y anotaciones para generar la documentación técnica específica de cada proyecto. Los modeladores en 3D pueden, además, producir previsualizaciones realistas del producto, aunque a en la mayoría de los casos se prefiere exportar los modelos a programas especializados en visualización y animación.

El sistema CAD permite realizar todo el diseño de un automóvil o un avión, someterlo a pruebas de choque, temperaturas, etc., realizar toda la infografía de marketing, realizar prototipos y, por supuesto, fabricarlos, programando y controlando las máquinas que los fabrican y comprobando después los resultados obtenidos.

Actualmente estos sistemas están conectados a los sistemas de gestión y producción de tal forma que ya desde la fase de diseño se puede saber el coste del producto final, controlar los stocks de componentes y materiales para su fabricación.

3.1.2 Introducción a Catia® [8]

Catia®, *Computer Aided Three Dimensional Interactive Application*, es un programa de diseño, fabricación y análisis integral, que está ocupando un puesto de privilegio en el modelado sólido dentro del ámbito profesional.

- **Historia**

Los orígenes se remontan a Francia cuando Marcel Bloch, piloto, decide fabricar sus propios aviones y funda *Société des Avions Marcel Bloch*. Tras la Segunda Guerra Mundial Marcel Bloch cambió su nombre por Marcel Dassault, y el nombre de la

empresa pasó a ser *Société des Avions Marcel Dassault* el 20 de diciembre de 1947. En 1990 la compañía volvió a cambiar su nombre por *Dassault Aviation*.

Marcel Dassault encargo a sus ingenieros que desarrollasen un software para diseñar aviones. Para ello se creó la empresa *Dassault Systèmes* en 1981, para el desarrollo y puesta en mercado del programa CAD de *Dassault: Catia®*. *Dassault Systèmes* se ha convertido en líder de mercado de este sector. Este software (*Catia®*) es un programa de CAD/CAM/CAE de gama alta, con una habilidad especial para crear superficies complejas que permitan definir los contornos de las alas y el fuselaje de un avión. También las fábricas de automóviles utilizan esta habilidad del software para el diseño de carrocerías, por lo que se ha convertido en estándar de diseño en ambas industrias.

Esta herramienta, tan importante en la industria del diseño y uno de los softwares más potentes y requeridos en el mundo por su rapidez en diseñar en 3D, se distribuye en la actualidad por IBM. En este programa se ha hecho un gran hincapié en el manejo de superficies complejas, por lo que es posible trabajar superficies avanzadas y sólidos complejos, con herramientas y opciones que no poseen los CAD de gama media.

El programa está desarrollado para proporcionar apoyo desde la concepción del diseño hasta la producción y el análisis de productos. Para ello posee un conjunto de aplicaciones informáticas que cubren todos estos aspectos del diseño productivo: diseño asistido por ordenador (CAD), ingeniería asistida por ordenador (CAE) y fabricación asistida por ordenador (CAM), bien proporcionando la funcionalidad necesaria para facilitar diseños industriales cooperativos de todo tipo, o bien mediante una integración que permite un apoyo continuo al proceso industrial de la empresa en su conjunto.

Catia® como se ha comentado anteriormente, más que una herramienta de aplicación específica es un conjunto de utilidades que asisten al ingeniero en las distintas fases que conducen a la concepción y fabricación de un nuevo producto. A modo de ejemplo, se encuentran en *Catia®* asistentes para las tareas de:

- Diseño mecánico de piezas en 2D y 3D, superficies alabeadas, ensamblajes, estructuras, placas para electrónica, tuberías, cableado...
- Análisis y simulación de elementos mecánicos: simulación cinemática y cálculos estructurales por el método de elementos finitos.
- Generación automática de programas de mecanizado por control numérico

- Ayuda a la gestión del conocimiento de un estudio de diseño en ingeniería.
- ...

Desde 2009, IBM comenzó la comercialización de su nuevo producto: Catia® v6. Hasta este momento distribuía una versión anterior Catia® V5, de la cual han salido varias revisiones para ir mejorándolo y preparando la nueva versión del programa. . La versión de Catia® utilizada en el proyecto es V5 R14 (versión 5 revisión 14).

A continuación se nombrarán las empresas que desarrollan sus proyectos con Catia® que demuestra el amplio rango de utilización de dicho programa en el sector industrial.

- Aeronáuticas:

Boeing, AIRBUS, Lockheed Martín, Pratt & Whitney, British Aerospace, AIRBUS MILITARY (Antigua E.A.D.S.-C.A.S.A.), Dassault Aviation, Daimler Chrysler Aerospace. Es decir, el 100% de las empresas de construcción aeronáutica.

- Automotrices:

Audi, BMW, Ford, Renault, Citroen, Mercedes Benz, Ferrari, Fiat, Peugeot, Porsche, Rover, Saab, Scania, Volkswagen Group, Volvo, Renault, Daewoo, Honda, Hyundai, Mitsubishi y Toyota. Así como sus miles de proveedores y empresas subcontratadas, tales como: Delphi, Visteon, Robert Bosch, Delco, TRW, entre otras. Además, 23 de las 30 armadoras de automóviles más grandes a nivel mundial utilizan Catia® como su software estándar de diseño. En la Fig. 3-1, se puede observar el diseño integro de un automóvil utilizando dicho programa.



Fig. 3-1 Modelado de un automóvil con Catia® V6

- Electricidad y electrónica:

Black and Decker, IBM, Motorola, Panasonic.

- Diseño de plantas industriales:

Pemex, Alstom, AVP, Shell.

La industria de la construcción también ha incorporado el uso del software para desarrollar edificios cuya forma es de gran complejidad. El museo de la fundación Guggenheim en Bilbao, es un hito arquitectónico que ejemplifica el uso de esta tecnología.

En el Anexo II se comentan todas las funciones que puede llevar a cabo Catia[®].

3.2 EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF) [9]

- **Antecedentes históricos**

Con anterioridad a la aparición de las primeras herramientas de simulación por el Método de los Elementos Finitos, MEF en castellano o FEM en inglés, *Finite Element method*, en torno al año 1950, la definición de estructuras metálicas complejas se realizaba a partir de la resolución analítica de ecuaciones diferenciales, lo cual se convirtió rápidamente en un problema al presentarse casos complejos y difíciles de resolver.

A comienzos del siglo XX investigadores como Castigliano, Rayleigh y Ritz desarrollaron una metodología para predecir el desplazamiento de una estructura basándose en ecuaciones de funciones de forma de sistemas sencillos de carga, siendo estos resueltos por una minimización de la energía. El trabajo desarrollado por el matemático Richard Courant a mediados de 1950 permitió sentar las bases de la resolución de sistemas estructurales mediante la implementación de la notación matricial y su resolución algebraica.

A partir de este momento, con el desarrollo que han experimentado las computadoras en el aumento de su capacidad de cálculo, gestión de memoria, capacidad de almacenamiento en disco, unido al uso y desarrollo del Método de los Elementos Finitos aplicado al cálculo estructural lineal, no lineal, dinámico, térmico, ha hecho que esta metodología se vaya extendiendo desde las universidades, pasando por las multinacionales y llegando a las pequeñas y medianas empresas.

El método de Elementos Finitos tiene múltiples aplicaciones en el análisis y en el diseño en distintos campos de la ingeniería, tales como en construcciones metálicas, maquinaria industrial e hidráulica, aeronáutica o automoción, entre otros.

Uno de los principales problemas en la aplicación del MEF es la considerable complejidad de los programas de cálculo. Estas aplicaciones son muy extensas e incluyen sofisticados y complejos cálculos que sólo con una computadora central podrían llevarse a cabo. El programa Catia® V5 hace posible que hoy en día se puedan realizar estos cálculos con un ordenador equipado con la tecnología capaz de soportar el software, sin necesidad de invertir en otro tipo de equipos para poder ejecutarlo, la posibilidad de analizar, simular y calcular piezas de maquinaria en general.

- **Método de resolución por MEF [10]**

Se trata de un método general para la solución de problemas de contorno gobernados por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. En esencia se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la "discretización" o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos. Las propiedades materiales y relaciones gobernantes en estos elementos se expresan en función de los valores desconocidos en las "esquinas" de los elementos o nodos (Ver Fig. 3-2).

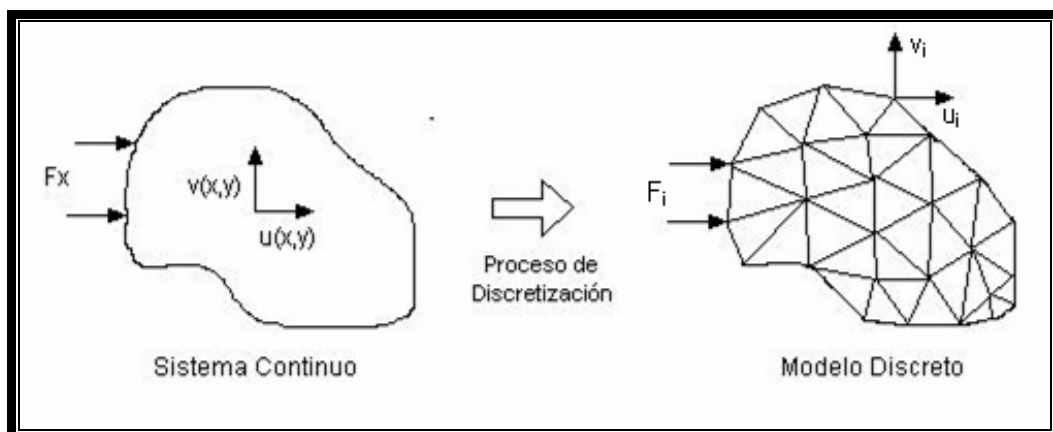


Fig. 3-2 Proceso de discretización para la resolución por MEF

Un modelo ficticio constituido por elementos lineales conectados entre sí, refleja bien el comportamiento global de la estructura y los esfuerzos y movimientos que se obtienen de su análisis pueden ser razonablemente utilizados en el diseño de detalle de ésta. Un

sistema de estas características se califica de discreto y puede considerarse como una razonable aproximación a la realidad continua de la estructura que representa. La realidad física de las estructuras no las hace siempre representables con elementos lineales simples de comportamiento deducible a partir de los planteamientos clásicos de la Resistencia de Materiales.

La discretización de las estructuras implica generalmente una pérdida del soporte intuitivo que proporciona la similitud física modelo-estructura. Incluso aunque esta similitud se mantenga, el comportamiento de los elementos o porciones de la estructura que constituyen el modelo, requiere planteamientos matemáticos generalmente complejos. Primero se discretiza la estructura en elementos para cada uno de los cuales se establece en primer lugar, las relaciones entre fuerzas y desplazamientos basándose en el conocimiento de las ecuaciones que describen su comportamiento. Planteando el equilibrio de cada nudo del modelo (punto real o ficticio de la estructura) sometido a las acciones que le transmiten los elementos que en él confluyen, obtiene las ecuaciones de comportamiento global del sistema. La resolución de estas ecuaciones le permite obtener los desplazamientos globales del modelo a partir de las acciones o cargas actuantes.

Una de las ventajas de este método es su facilidad de implementación en un programa computacional, que a su vez es una condición básica para su utilización debido a que el tratamiento de un problema en particular debe efectuarse un número muy elevado de operaciones para resolver sistemas algebraicos del orden de cientos o miles de ecuaciones. No obstante, esta cantidad no es una limitación con las computadoras estándar de hoy.

Existen dos métodos de elementos finitos para analizar los problemas estructurales:

- *Método de las fuerzas:* En este caso las fuerzas son las incógnitas en el sistema de ecuaciones.
- *Método de los desplazamientos:* los desplazamientos nodales son las incógnitas del sistema de ecuaciones.

Este segundo método es el más utilizado puesto que permite una mejor adaptación a la programación en ordenadores. Para el caso estático de estudio se selecciono el método de los desplazamientos

Los sistemas de ecuaciones se derivan de los 3 principios fundamentales de resistencia de materiales:

1. Equilibrio de fuerzas y momentos:

$$\sum F = 0 \qquad \sum M = 0$$

2. Relación deformaciones – desplazamientos (compatibilidad de deformaciones): Los desplazamientos en una estructura continua deformada no presentan discontinuidades.
3. Relaciones esfuerzos-deformaciones (Ley de Hooke). Para un material lineal se cumple que:

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$$

Donde:

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_x \tau_y \tau_z\} \quad \text{Componentes de esfuerzos}$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \gamma_x \gamma_y \gamma_z\} \quad \text{Componentes de deformaciones}$$

$$[E] = \text{Matriz de 6x6 de constantes elásticas}$$

Para el caso del acero, material homogéneo e isótropo la matriz $[E]$ se reduce a dos constantes independientes para el material:

E = Módulo de Young

ν = Coeficiente de Poisson

Expresadas en términos del módulo de Young y el coeficiente de Poisson las ecuaciones constitutivas son:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_x \\ \gamma_y \\ \gamma_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} & \frac{-\nu}{E} \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} & \frac{-\nu}{E} \\ \frac{-\nu}{E} & \frac{-\nu}{E} & \frac{1}{E} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_x \\ \tau_y \\ \tau_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{2(1+\nu)}{E} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2(1+\nu)}{E} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tau_x \\ \tau_y \\ \tau_z \end{pmatrix}$$

Un sólido sometido a un estado de cargas sufre unas deformaciones que dan lugar a un cierto estado tensional. La ecuación matricial con la que se expresa el equilibrio estático de un sólido con n grados de libertad sometida a un estado de cargas es

$$\{F\} = [K]\{u\}$$

donde:

$\{F\}$ = Matriz de esfuerzo global.

$[K]$ = Matriz de rigidez global, representa la rigidez total de la estructura antes de que las condiciones de contorno son consideradas, por lo que generalmente es una matriz singular.

$\{u\}$ = Matriz de desplazamiento global.

Se dice que un problema es de tipo no-lineal cuando la matriz de rigidez K o el vector de cargas F varían durante el proceso de aplicación de la carga, esto es debido a que la relación tensión-deformación deja de ser lineal.

La modificación de la matriz de rigidez durante dicho proceso de carga puede ser debida tanto a la modificación de la respuesta deformacional del material del que está constituido debido a sus particulares propiedades mecánicas (caso de materiales plásticos o viscoplásticos) o debido a cambios fuertes de la geometría del sólido o de la carga, como es el pandeo.

Mediante la resolución de la ecuación matricial anterior utilizando el método de Gauss se obtienen los desplazamientos, esfuerzos, reacciones, etc. del modelo.

3.3 MODELO DE ANÁLISIS [10]

3.3.1 Estudio previo y elección del modelo

Como se comentó anteriormente, se va a realizar el estudio tensodeformacional originado en un tornillo, como consecuencia de la unión tornillo-tuerca, como muestra la Fig. 3-3.

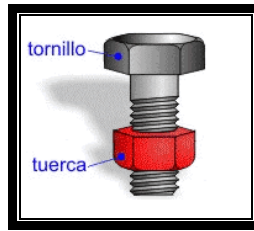


Fig. 3-3 Unión tornillo-tuerca

Para dicho estudio, se llevará a cabo un modelo en el que se ha tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se plantea como modelo, el tornillo y los esfuerzos que la tuerca ejerce sobre él, es decir, se omite la presencia física de la tuerca.
- El tornillo es un sólido de revolución y es axisimetrico (simetría en un eje) en cargas, por este motivo se considero como mejor opción el modelo 3D en lugar de 2D. También añadir, que son más eficientes y reales los resultados obtenidos en un modelo 3D que en 2D, ya que se aproximan más a la realidad.
- La unión tornillo-tuerca, es una conversión de un movimiento giratorio en uno lineal continuo. La tuerca al enroscarse en el tornillo crea un momento torsor, originando el giro de la cabeza del tornillo y el alargamiento de este, el movimiento queda reflejado en la Fig. 3-4.

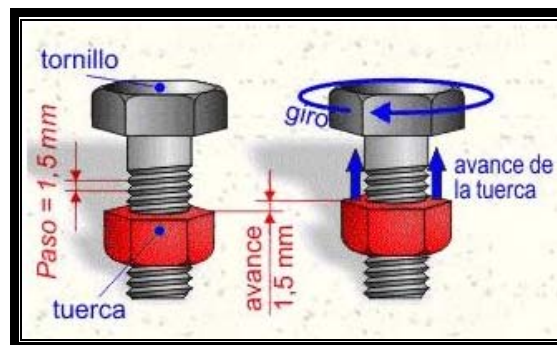


Fig. 3-4 Movimientos en la unión tornillo-tuerca

- Para la representación de los esfuerzos que ejerce la tuerca al enroscarse sobre el tornillo, se consideraron las siguientes cargas, como muestra la Fig. 3-5, en la unión de ambos elementos:
 - Carga distribuida de contacto: Esfuerzo generado al enroscarse la tuerca en el tornillo.

- Carga distribuida de rozamiento: Esfuerzo en contra del movimiento de enroscado de la tuerca.

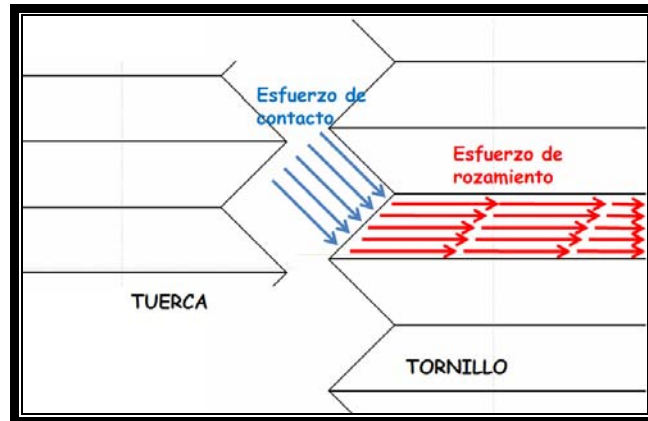


Fig. 3-5 Esfuerzos sobre el tornillo

No se ha tenido en cuenta los esfuerzos tangenciales que aparecerían en la base inferior del tornillo, en el contacto entre la cabeza del tornillo y uno de los elementos a unir, como se observa en la Fig. 3-6, para simplificar el modelo.

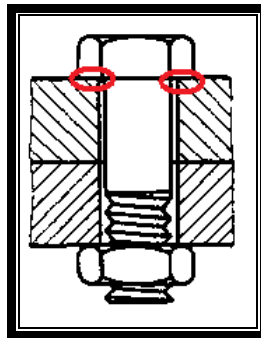


Fig. 3-6 Esfuerzos tangenciales en la base del tornillo

- La herramienta utilizada para el estudio es el programa Catia[®], comentada anteriormente.
- La cabeza del tornillo está empotrada en su base superior.
- Para comprobar la consistencia del modelo, se llevo a cabo una verificación de acciones, que se detallarán en los apartados 3.3.6 y 3.3.7.

3.3.2 Características del tornillo

El diseño del tornillo, no sigue una normal, ha sido un diseño integro de la autora y se ha intentado hacer lo más sencillo posible para no complicar los cálculos. Las dimensiones y parámetros del tornillo se muestran en la Fig. 3-7:

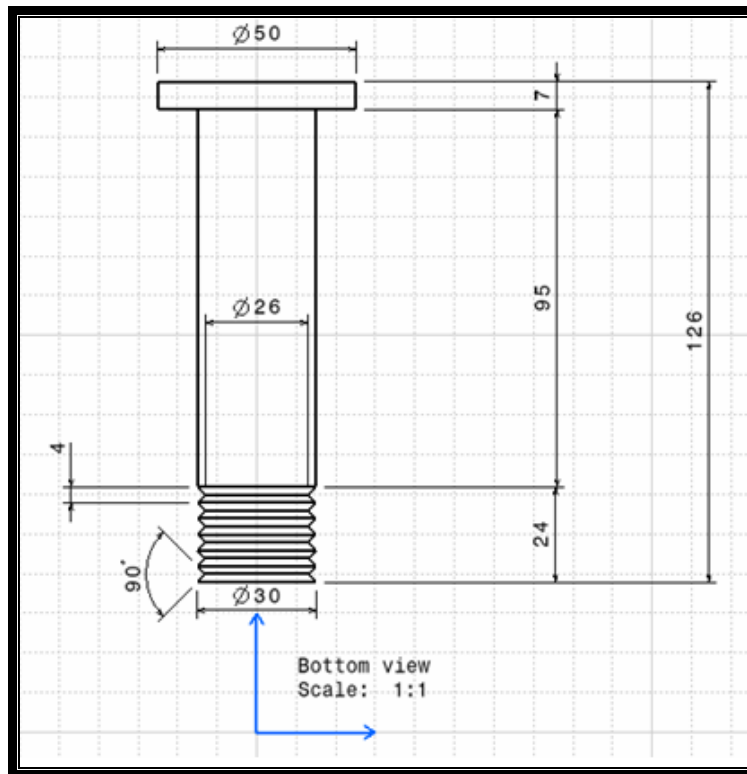


Fig. 3-7 Plano del Tornillo

Las características del tornillo son:

1. Características geométricas:

- **Diámetro exterior de la rosca:** 30mm
- **Longitud del tornillo:** 95mm(*fuste*)+24mm(*rosca*)=119mm
- **Tipo de rosca:** al no seguir una normal el modelo, no tiene ningún tipo de rosca de los mencionados en el apartado 2.5.2, la hélice de la rosca del tornillo se ha simulado a través de planos paralelos para facilitar el diseño y los posteriores cálculos.
- **Paso de la rosca:** 4mm
- **Calidad de la rosca:** Se ha tomado una calidad típica de la rosca de un tornillo de acero de 5.6.
- **Tipo de cabeza:** cilíndrica.

2. Características del material: El material seleccionado es acero, en el apartado 3.3.4, se detallarán sus propiedades mecánicas.

3. Solicitaciones: como se comento anteriormente, las solicitaciones a las que está sometido son:
 - Esfuerzo normal (N): comprende todas las solicitaciones que actúan perpendiculares al plano de sección. Esfuerzos de contacto.
 - Esfuerzo de corte (Q): comprende todas las solicitaciones que actúan paralelas al plano de sección, que puedan generar tensiones tangenciales. Esfuerzos de rozamiento.

Una vez obtenidos los parámetros del modelo, se procede a su construcción en Catia®.

3.3.3 Construcción del modelo en Catia®

Para la construcción del tornillo, se nombrará algunos comandos del programa Catia®, para familiarizarse con dicho programa.

1. El primer paso es crear el perfil del tornillo. Para ello, se selecciona el módulo de *Mechanical Design* → *Part Design*. Ver Fig. 3-8.

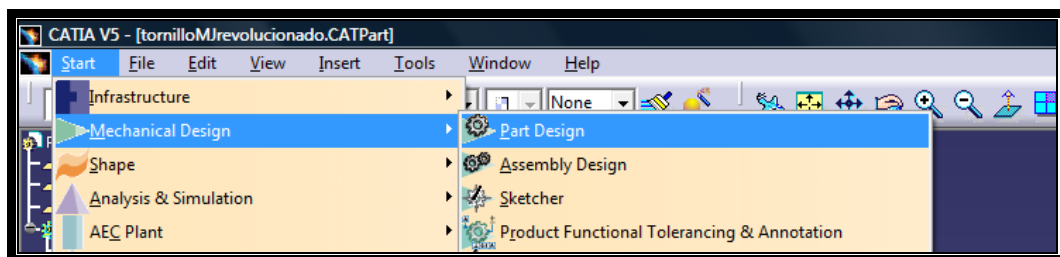


Fig. 3-8 Módulo Mechanical Design

Aparece la pantalla que se muestra en la Fig. 3-9, *Sketch*, diseño en 2D.

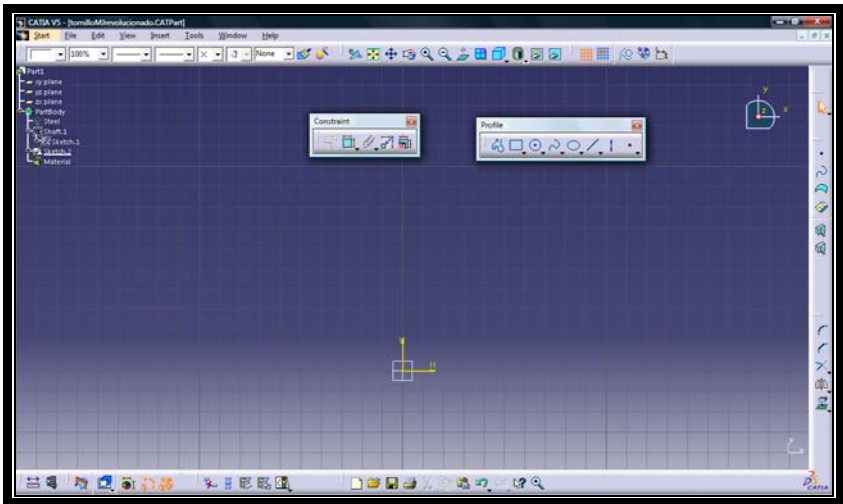


Fig. 3-9 Sketch, borrador para crear planos

Mediante los comandos que encontramos alrededor y en la pantalla se configura el perfil. Ver Fig. 3-10.

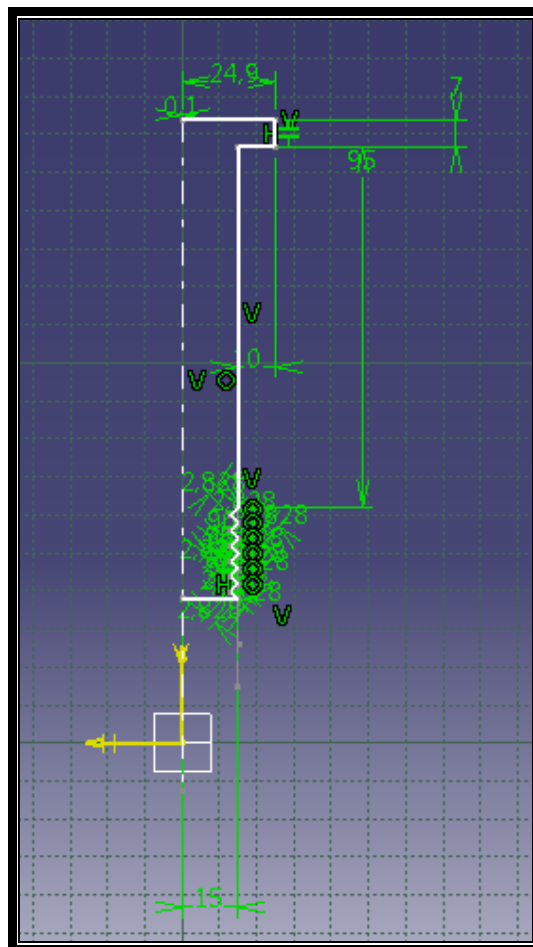



Fig. 3-10 Perfil del tornillo

2. Una vez terminado el perfil, hay que asegurarse de que todas las líneas del

contorno estén cerradas, Se protusiona el perfil , es decir, se genera la pieza girando el perfil 360° alrededor del eje z, para conseguir la pieza en 3D. Ver Fig. 3-11.

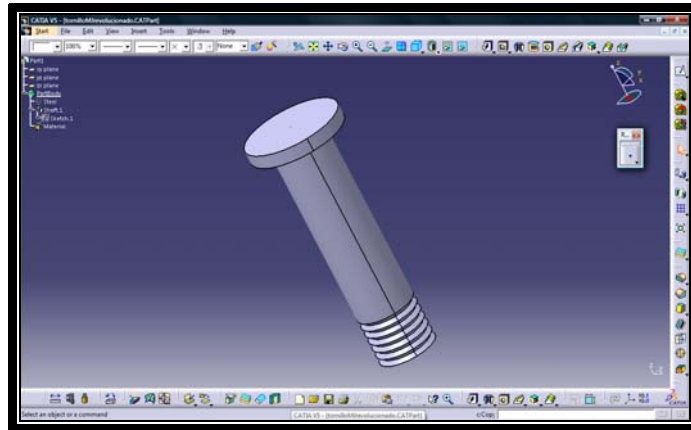



Fig. 3-11 Tornillo protusionado

3. Se aplica el material del tornillo, acero , aparece la Tabla 3-1, en la que se selecciona el material que se requiere, en este caso, *steel*, acero.

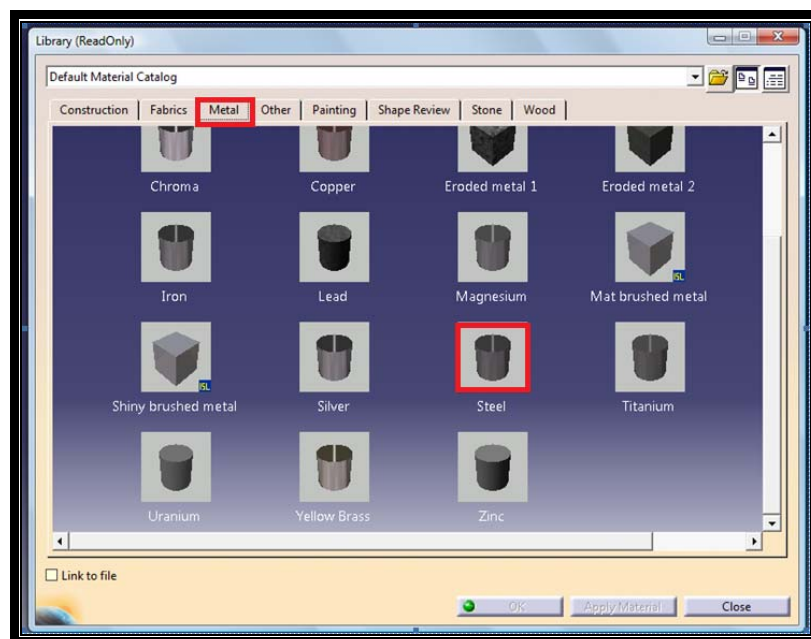


Tabla 3-1 Listado de materiales

Finalmente, el elemento muestra el aspecto que se aprecia en la Fig. 3-12.

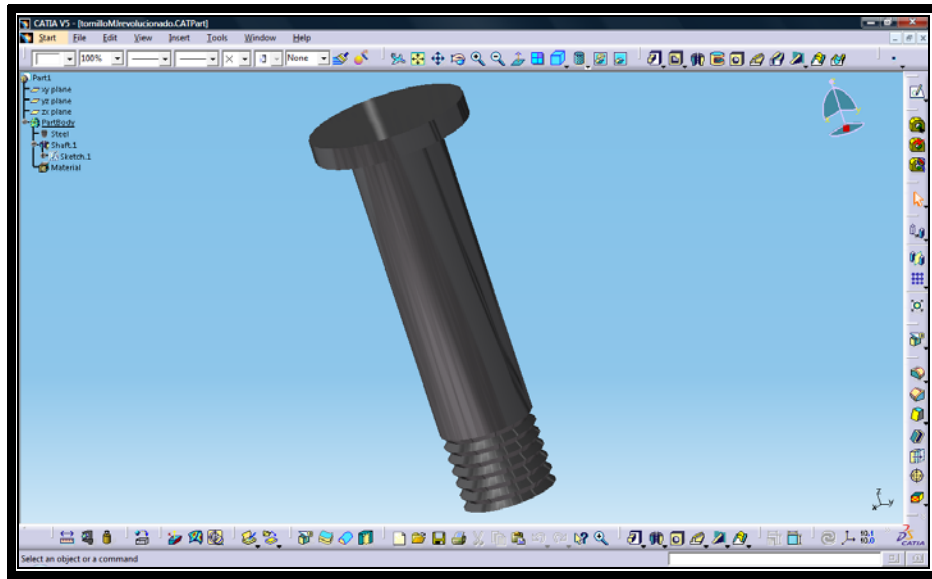


Fig. 3-12 Tornillo de acero

3.3.4 Propiedades mecánicas del Acero

Las propiedades mecánicas, para el material seleccionado, acero, son las que se muestran a continuación:

1. Propiedades elásticas (material elástico lineal)

- Material isotrópico
- Coeficiente de Poisson, $\nu = 0,266$
- Módulo Young, $E = 200Gpa$
- Módulo a cortadura, $G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{200Gpa}{2(1+0.266)} = 78,9Gpa$
- Densidad, $\rho = 7860 \frac{kg}{m^3}$
- Expansión térmica, $\Delta t = 1.17 \cdot 10^{-5} K$
- Límite elástico: $\sigma_y = 250Mpa$

2. Propiedades plásticas

Para mostrar las propiedades plásticas del acero, se ha tomado como referencia el diagrama tensión-deformación de un acero ordinario, con límite elástico de 240 MPa ($1 \text{ kp/cm}^2 = 10 \text{ N/cm}^2$), como se aprecia en la Fig. 3-13.

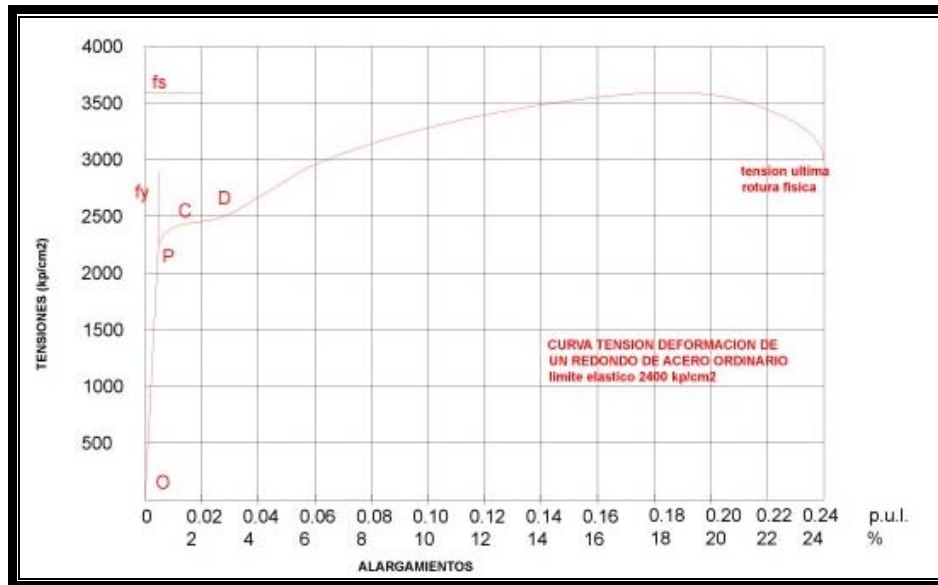


Fig. 3-13 Diagrama tensión-deformación de un acero ordinario

A continuación se va a obtener la curva tensión-deformación plástica, mediante el método punto a punto, para ello se seleccionan 3 puntos de la gráfica anterior, como se puede observar en la Fig. 3-14.

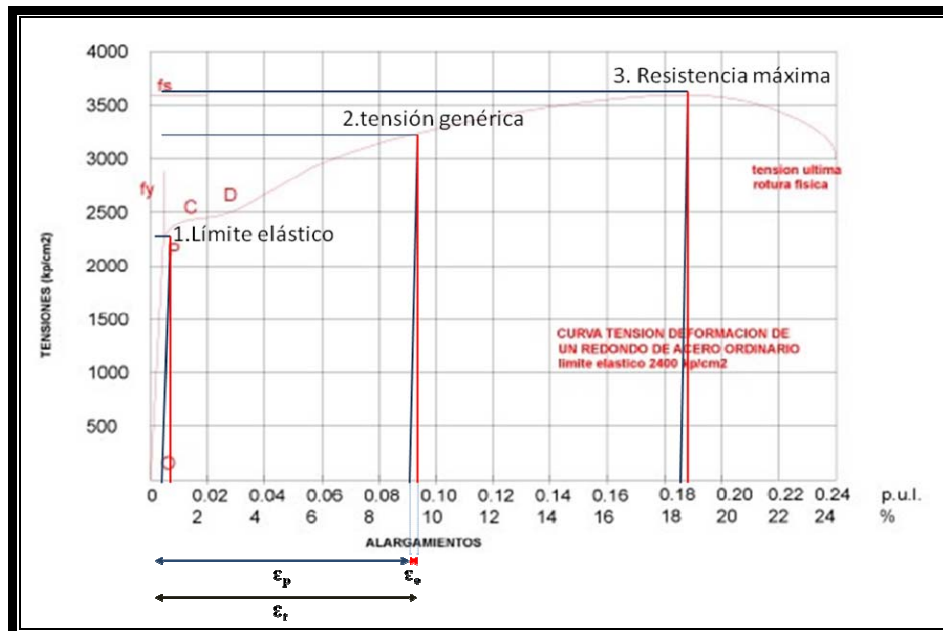


Fig. 3-14 Selección de tres puntos para el Método punto a punto

En la tabla 3-2, se muestran los valores que se obtienen de los tres puntos anteriores, la tensión (σ), deformación total (ϵ_{total}), deformación elástica (ϵ_e) y deformación plástica (ϵ_p).

σ (Mpa)	ϵ_{total}	ϵ_e	ϵ_p
240 (Límite elástico)	0,0012	0,0012	0
320	0,09	0,0016	0,0884
360 (Resistencia máxima a tracción)	0,185	0,0018	0,1832

Tabla 3-2 Valores de tensión, deformación total, elástica y plástica

- La deformación total, se calcula mediante la Fig. 3-14, para cada uno de los puntos.
- La deformación elástica, se calcula mediante la ley de Hooke:

$$\sigma = \epsilon_e E \rightarrow \epsilon_e = \frac{\sigma}{E}$$

- La deformación plástica, se calcula como la diferencia de la deformación total y la elástica:

$$\epsilon_{total} = \epsilon_e + \epsilon_p \rightarrow \epsilon_p = \epsilon_{total} - \epsilon_e$$

En la región elástica, antes de llegar al límite elástico, siempre que se carga, la descarga se realiza según la curva, por ello la deformación plástica es cero, una vez superado el umbral del límite elástico, al aplicar carga, la descarga no sigue la curva, sino una recta paralela a la región elástica, adquiriéndose una deformación plástica, es decir, permanente.

En el diagrama de la Fig. 3-15, se muestra el diagrama Tensión-Deformación plástica para el acero, mostrando los tres puntos seleccionados anteriormente, como se observa, la gráfica es una aproximación a la parte de la curva de la Fig. 3-14, comprendida entre el límite elástico y la resistencia máxima antes de la estricción del material.

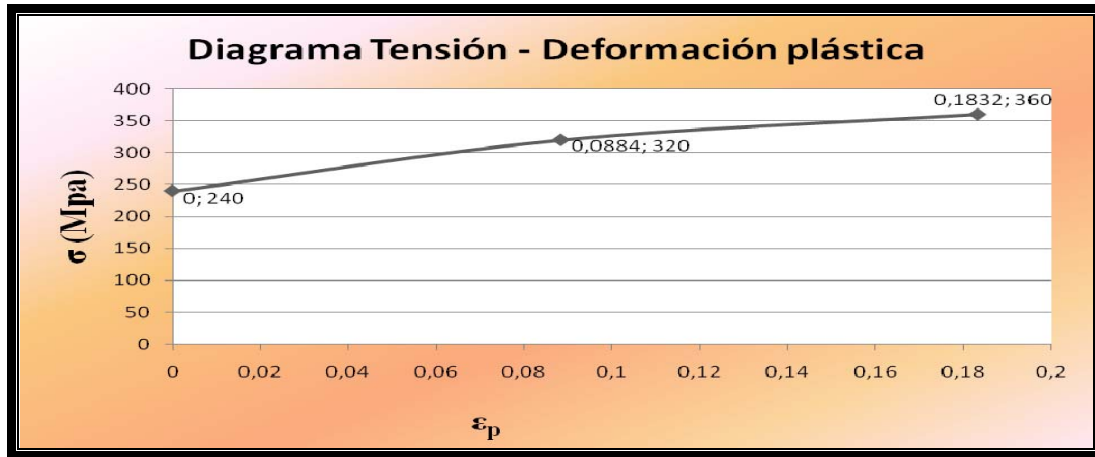


Fig. 3-15 Diagrama tensión-deformación plástica

Otra forma de caracterizar las propiedades plásticas del acero es a través del modelo mecánico de Johnson-Cook, que reproduce el comportamiento de los materiales sujetos a grandes deformaciones, altas temperaturas y altas velocidades de deformación.

La formulación de este modelo define la tensión equivalente de Von Mises, $\bar{\sigma}$, como tres términos desacoplados donde el primero de ellos define la dependencia del endurecimiento por deformación, el segundo la sensibilidad de la deformación y el tercero la sensibilidad de la temperatura. La tensión de fluencia o *yield stress* se define como:

$$\bar{\sigma}(\bar{\epsilon}_p, \dot{\bar{\epsilon}}_p, T) = [A + B\bar{\epsilon}_p^n] \cdot \left[1 + \ln \left(\frac{\dot{\bar{\epsilon}}_p}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] (1 - T_H^m)$$

Donde A es el límite elástico a temperatura ambiente en condiciones de baja velocidad de deformación. B y n representan el efecto de endurecimiento por deformación. C es la sensibilidad a la velocidad de deformación y m define la sensibilidad a la temperatura. ϵ_p es la deformación plástica efectiva, $\dot{\epsilon}_p$ es la velocidad de deformación, ϵ_0 es la velocidad de deformación de referencia, 1s-1. T_H es un coeficiente adimensional de temperatura.

Para el caso de estudio, el modelo mecánico de Johnson-Cook queda reducido a:

$$\bar{\sigma}(\bar{\epsilon}_p, \dot{\bar{\epsilon}}_p, T) = [A + B\bar{\epsilon}_p^n]$$

Siendo $n=0,3$ para el acero seleccionado.

3.3.5 Mallado [B]

El mallado por elementos finitos es una operación de pre-procesado que permite definir una colección de nodos y elementos usados para transformar la estructura continua en un problema numérico discreto, los pasos para proceder a su creación se determinan a continuación:

1. Módulo de elementos finitos

Una vez creado el modelo, es necesario cambiar el módulo del programa para el análisis por el método de elementos finitos. Se selecciona la opción Start/ Analysis & Simulation, y el módulo Generative Structural Analysis (GSA), indicado para el estudio de elementos (*CATparts*) como se observa en la Fig. 3.16.

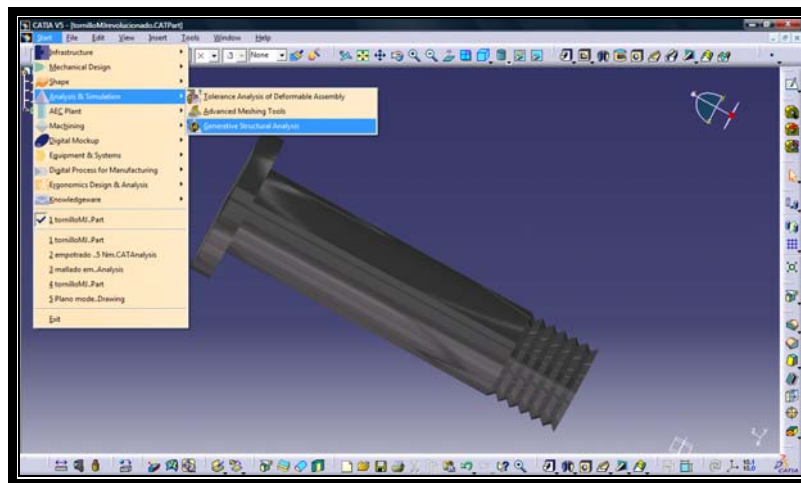


Fig. 3-16 Generative Structural Analysis

Importante: Antes de comenzar el pre-procesado del modelo geométrico hay que asegurarse que la pieza tiene asignado el material.

Se elije Análisis estático, *Static Analysis*, en la ventana de dialogo que se muestra en la Fig. 3-17.

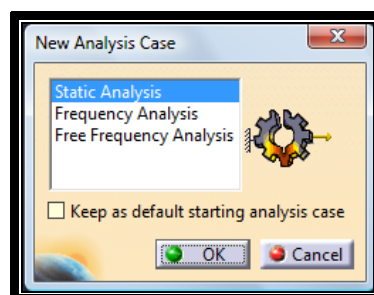


Fig. 3-17 Elección del tipo de análisis para un nuevo estudio

2. Características del mallado

Para la generación del mallado, se ha tenido en cuenta que el diseño es en 3D y sólido, luego se selecciona un mallado 3D con tetraedros, los cuales pueden ser lineales (4 nodos) o parabólicos (10 nodos), con 3 grados de libertad por nodo (3 traslaciones).

Todas las especificaciones definidas en la geometría son trasladadas por el programa al mallado que se va a generar.

Las tres características fundamentales del mallado son:

- Orden, (*order*): define el grado de interpolación polinomial dentro del elemento para el campo de desplazamientos a calcular (pueden ser lineales o parabólicos). Un orden mayor de elemento produce resultados más exactos.
- Tamaño (*size*): define el tamaño geométrico de los elementos. Un mallado más fino produce resultados más exactos pero incrementa el tiempo de cálculo y la memoria requerida. Se refiere a la medida de cada uno de los lados del tetraedro
- Sag: es un parámetro que mide la desviación dimensional entre los elementos y la geometría que se pretende modelizar, es decir, mide la desviación entre la superficie de la pieza y la aproximación por elementos finitos de la misma. Al igual que la característica, *size*, cuanto menor sea el valor, mejores resultados pero mayor será el tiempo de cálculo y la memoria requerida.

Para el caso en estudio se seleccionan las características de mallado, que se muestran en la Fig. 3-18:

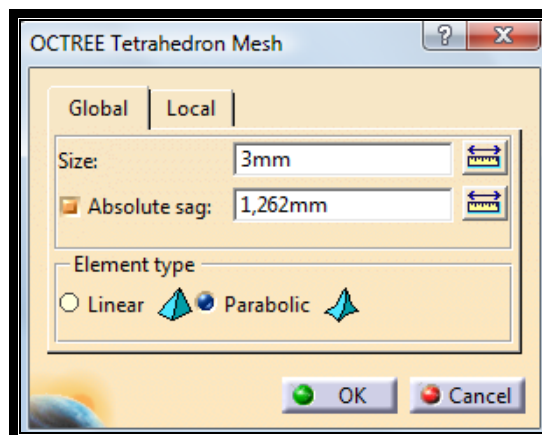


Fig. 3-18 Características del mallado

- *Oder*: El tipo de elemento que se selecciona es *parabolic*, en lugar de *linear*, debido a como muestra la Fig. 3-19, el elemento *parabolic*, tiene un mayor número de nodos, como se comentó anteriormente, lo que implica un mayor tiempo de cálculo pero mejor resultado, otra ventaja importante, aunque no implica en este estudio, es que los elementos *parabolic*, modelizan de una manera más eficiente superficies curvadas.

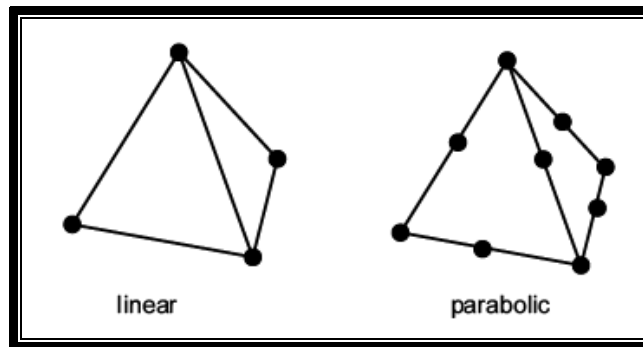


Fig. 3-19 Tipo de elementos tetraédricos: lineal y parabólico

- *Size*: se tomo un valor de 3mm, suficiente para el estudio que se requiere.
- *Sag*: El valor de la característica Sag, se ha dejado con el valor de defecto.

En el apartado 3.3.8, se realizará un análisis de sensibilidad sobre estos parámetros.

3. Representación de la malla

Para visualizar el mallado generado, aparece la siguiente ventana de diálogo (Ver Fig. 3-20), que advierte sobre el tiempo que necesario para el mallado, para el mallado de tamaño 3mm fueron aproximadamente 20 segundos.

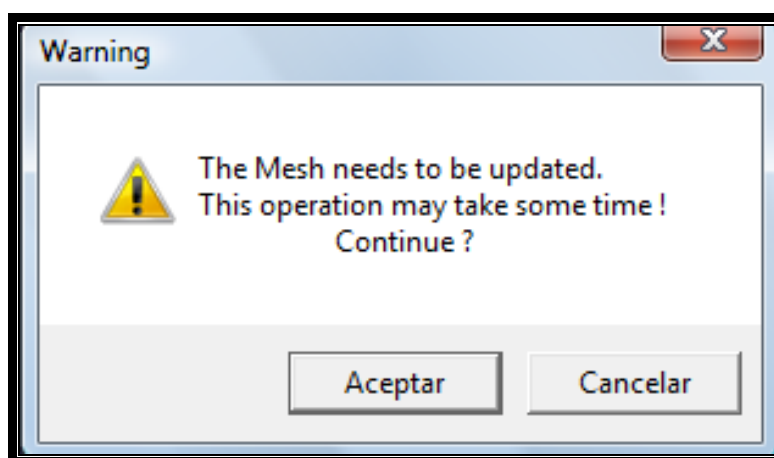


Fig. 3-20 Advertencia del tiempo de cálculo de mallado

Finalmente el mallado tendría el aspecto que muestra la Fig. 3-21.

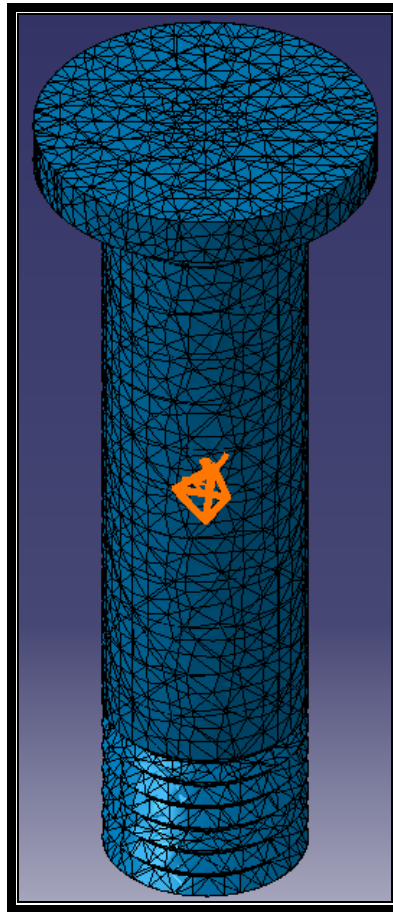


Fig. 3-21 Mallado

El número de elementos (tetraedros) y nodos utilizados en el modelo se muestra en la Tabla 3-3.

Entity	Size
Nodes	30542
Elements	19321

Tabla 3-3 Número de elementos y nodos

La Fig. 3-22 muestra un elemento del mallado y sus respectivos nudos:

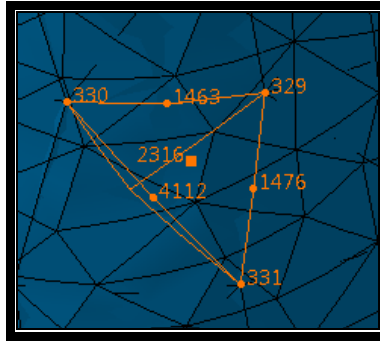


Fig. 3-22 Elemento y nudos

El modelo está preparado para aplicarle las condiciones de restricción y las cargas a las que será sometido.

3.3.6 Acciones (torsor sustituido por 3 tipos de carga)

Para modelizar el momento torsor que provoca la tuerca sobre el tornillo, se consideran las siguientes acciones:

1. Momento torsor aplicado en la base del tornillo.
2. Fuerza tangencial distribuida en el área de las 6 roscas.
3. Fuerza tangencial y normal distribuida en el área de las 6 roscas.

Cada una de las acciones, se tomarán de sentido contrario al momento de la tuerca (a derechas), ya que estas acciones pretenden modelizar el esfuerzo de rozamiento que aparece entre tuerca y tornillo.

A continuación se muestra la verificación de dichas acciones.

3.3.7 Verificación de las acciones

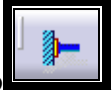
Para la verificación de las acciones, se planteo el estudio de las reacciones que aparecerían en el punto central de la cabeza del tornillo, como consecuencia de la aplicación de un momento torsor exterior, modelizado por las acciones anteriormente mencionadas.

En las tres validaciones se deben de obtener los mismos resultados, aproximadamente.

Al ser una verificación de las acciones, se va a tomar para las tres validaciones un valor aleatorio para el momento exterior aplicado por la tuerca de 0,5Nm.

Antes de comenzar con el estudio de las tres validaciones, se mostrará el proceso para imponer las condiciones de contorno sobre el punto central de la cabeza:

Condiciones de contorno

La condición de contorno que se va a aplicar es la de empotramiento , que implica que los 6 grados de libertad están restringidos, en la Fig. 3-23, se aprecia la condición de contorno una vez aplicada

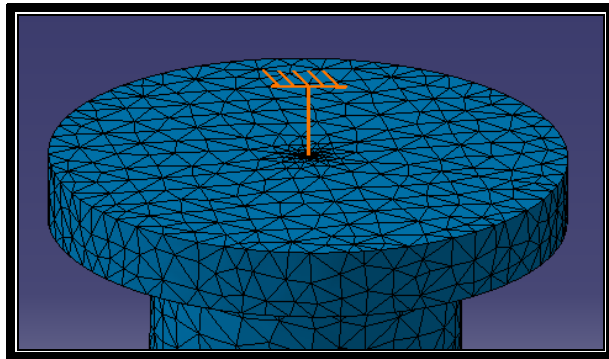


Fig. 3-23 Empotramiento del punto central del tornillo

Una vez llevado a cabo el empotramiento del punto central de la cabeza del tornillo, se muestran las tres validaciones:

VALIDACIÓN 1: MOMENTO TORSOR

- **Valor**


El valor del momento torsor es de 0.5 Nm, de sentido contrario al exterior.

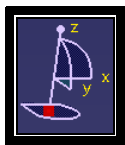
$$M_T = -M_{ext}$$

$$M_T = -0.5 Nm$$

- **Aplicación al modelo**

Para aplicar el momento exterior en la base del tornillo, se elije un valor del momento

torsor de -0,5 Nm , según el sistema de ejes globales, representado por el icono



, en la parte superior derecha de la pantalla. Ver Fig. 3-24.

El modelo se ha diseñado a lo largo del eje Z y la base se encuentra en el plano XY, por esta razón el momento torsor introducido será según el eje Z, el sentido de giro, a priori, no influye, pero teniendo en cuenta que se va a simular las reacciones de la rosca sobre el tornillo, se ha tomado el momento torsor negativo al eje Z.

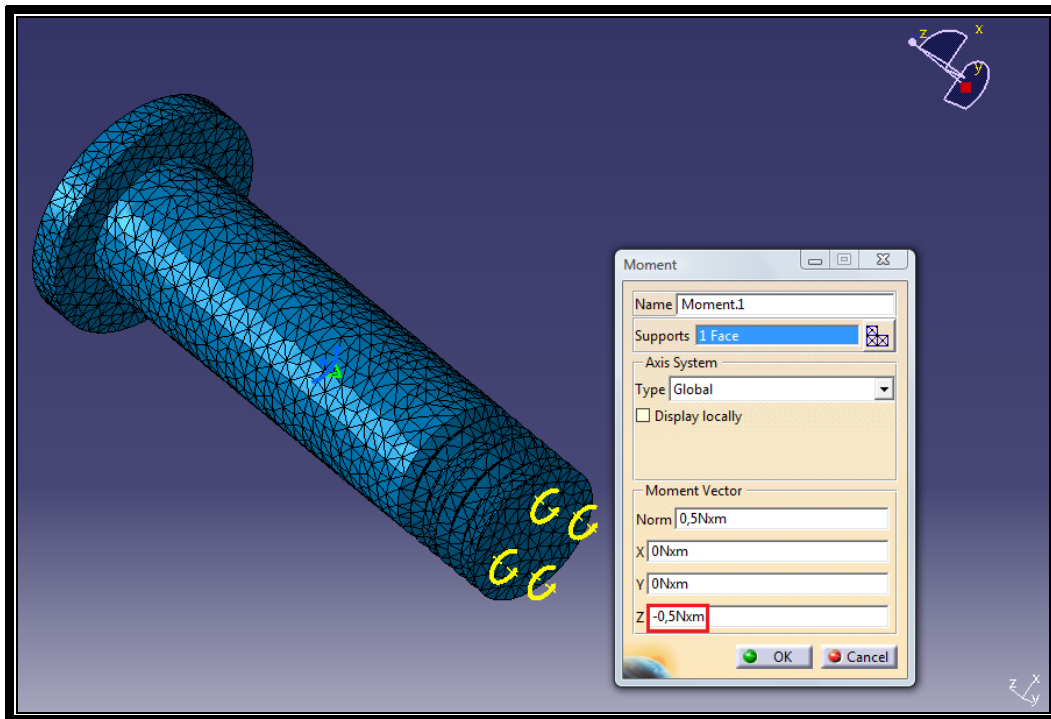


Fig. 3-24 Elección del valor y sentido del momento torsor

Una vez seleccionado el valor del momento torsor, se da paso al proceso de cálculo del modelo, para ello se utiliza el método de los desplazamientos, comentado en el apartado 3.2, aparece la ventana de diálogo de la Fig. 3-25, para advertir sobre el tiempo de requerido para dicho cálculo.

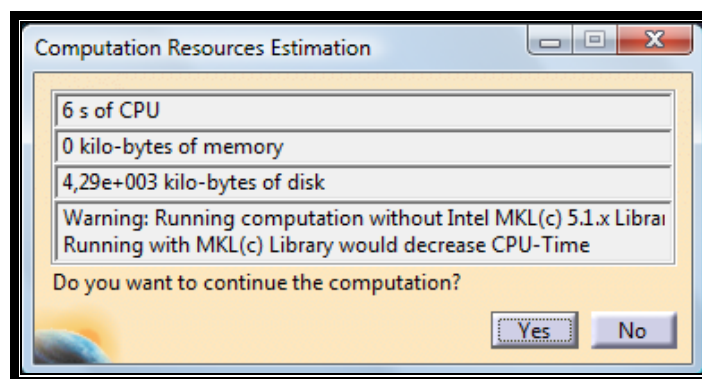


Fig. 3-25 Tiempo y memoria del análisis

Si se hace un detalle de la base del tornillo tras el cálculo, se observa la Fig. 3-26,

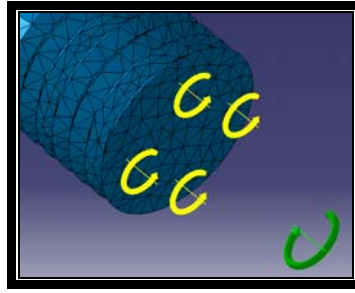



Fig. 3-26 Reacción del tornillo



El icono , muestra la reacción del tornillo en el empotramiento, que obviamente es contraria al momento torsor introducido

Tras realizar el cálculo se obtienen en el empotramiento, las reacciones que muestra la Tabla 3-4:

Fuerzas	Momentos																
<div> <div>Reaction Tensor</div> <div> <div>Name</div> <div>Reaction -> Clamp.1</div> </div> <div> <div>Axis</div> <div>Global (global origin)</div> </div> <div> <div>Force</div> <div>Moment</div> <div>Origin</div> </div> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Parameter</th><th>Value</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Analysis Manager\Fx</td><td>-5,217e-005N</td></tr> <tr> <td>Analysis Manager\Fy</td><td>4,491e-005N</td></tr> <tr> <td>Analysis Manager\Fz</td><td>7,6e-007N</td></tr> </tbody> </table> <div> <div>Norm</div> <div>6,884e-005N</div> </div> <div>Close</div> </div>	Parameter	Value	Analysis Manager\Fx	-5,217e-005N	Analysis Manager\Fy	4,491e-005N	Analysis Manager\Fz	7,6e-007N	<div> <div>Reaction Tensor</div> <div> <div>Name</div> <div>Reaction -> Clamp.1</div> </div> <div> <div>Axis</div> <div>Global (global origin)</div> </div> <div> <div>Force</div> <div>Moment</div> <div>Origin</div> </div> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Parameter</th><th>Value</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Analysis Manager\Mx</td><td>-7,411e-006Nxm</td></tr> <tr> <td>Analysis Manager\My</td><td>-8,555e-006Nxm</td></tr> <tr> <td>Analysis Manager\Mz</td><td>0,5Nxm</td></tr> </tbody> </table> <div> <div>Norm</div> <div>0,5Nxm</div> </div> <div>Close</div> </div>	Parameter	Value	Analysis Manager\Mx	-7,411e-006Nxm	Analysis Manager\My	-8,555e-006Nxm	Analysis Manager\Mz	0,5Nxm
Parameter	Value																
Analysis Manager\Fx	-5,217e-005N																
Analysis Manager\Fy	4,491e-005N																
Analysis Manager\Fz	7,6e-007N																
Parameter	Value																
Analysis Manager\Mx	-7,411e-006Nxm																
Analysis Manager\My	-8,555e-006Nxm																
Analysis Manager\Mz	0,5Nxm																

Tabla 3-4 Valores de Fuerzas y de Momentos en el empotramiento

Se verifica que el Momento torsor en la dirección z es igual a 0.5Nm, mismo valor que el momento torsor introducido, pero distinto sentido, también se observa como el resto de valores de momentos y de fuerzas son valores insignificantes.

VALIDACIÓN 2: FUERZA TANGENCIAL

- Valor

Para obtener el valor de la fuerza tangencial distribuida en el área total de la rosca, se aplica la siguiente expresión, que relaciona el momento exterior aplicado y dicha fuerza tangencial:

$$q \cdot n = \frac{M_{ext}}{2\pi \frac{(R_1^3 - R_2^3)}{3} \frac{1}{\cos \alpha}} [\text{N/m}^2]$$

Siendo;

$n=6$, número de roscas

q = Fuerza tangencial

$R_1=15\text{mm}$, Radio exterior de la rosca

$R_2=13\text{mm}$, Radio exterior de la rosca

$$\alpha = \frac{\pi}{4}$$

Para obtener la anterior fórmula se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Área de la rosca

Se considera que el área, en el que actúa la fuerza distribuida, es un área tronco de cono de ángulo 45° (Ver Fig. 3-27):

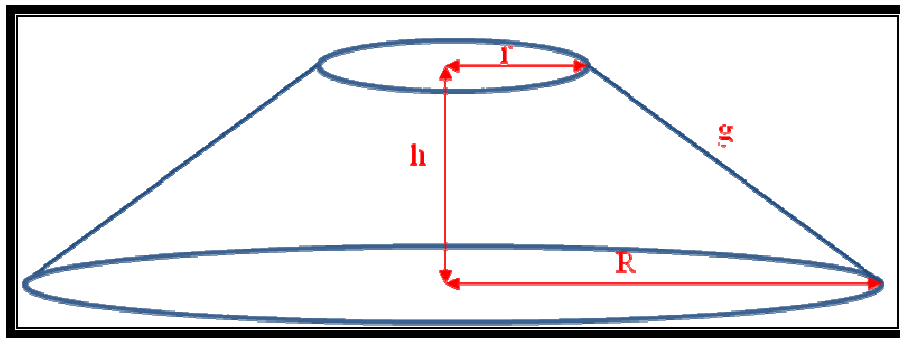


Fig. 3-27 Tronco de cono

Todo tronco de cono con bases paralelas, queda definido por los siguientes parámetros: (Ver Fig. 3-28):

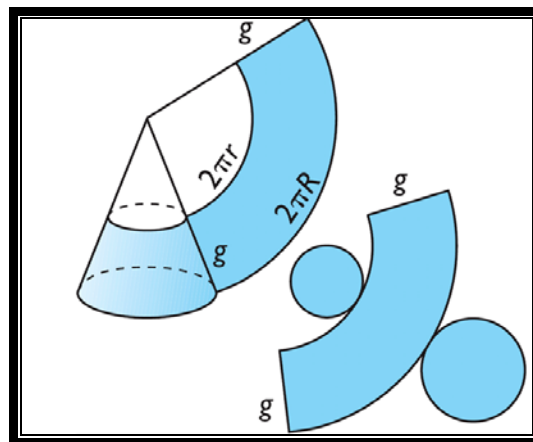


Fig. 3-28 Desarrollo del tronco de cono

- r , radio de la base menor
- R , radio de la base mayor,
- h , altura
- g , generatriz, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$g^2 = (R - r)^2 + h^2$$

2. Momento torsor en la rosca

Para calcular el momento torsor en una rosca, se ha tenido en cuenta el momento torsor sobre un anillo circular.

En general el Momento se calcula como:

$$M = Frza \cdot distancia$$

En este caso la Fuerza distribuida actúa sobre el área de la rosca, se define como:

$$Fza = Fza_{distribuida} \cdot \text{Área}$$

El área real en el que actúa la fuerza distribuida, como se menciona anteriormente, es un tronco de cono, el área de un anillo circular y un tronco de cono, están relacionadas por la siguiente expresión:

$$\text{Área} = \text{Área tronco de cono} = \text{Área del anillo circular} \frac{1}{\cos \alpha}$$

El anillo circular es la proyección del área del tronco de cono, como se aprecia en la Fig. 3-29.

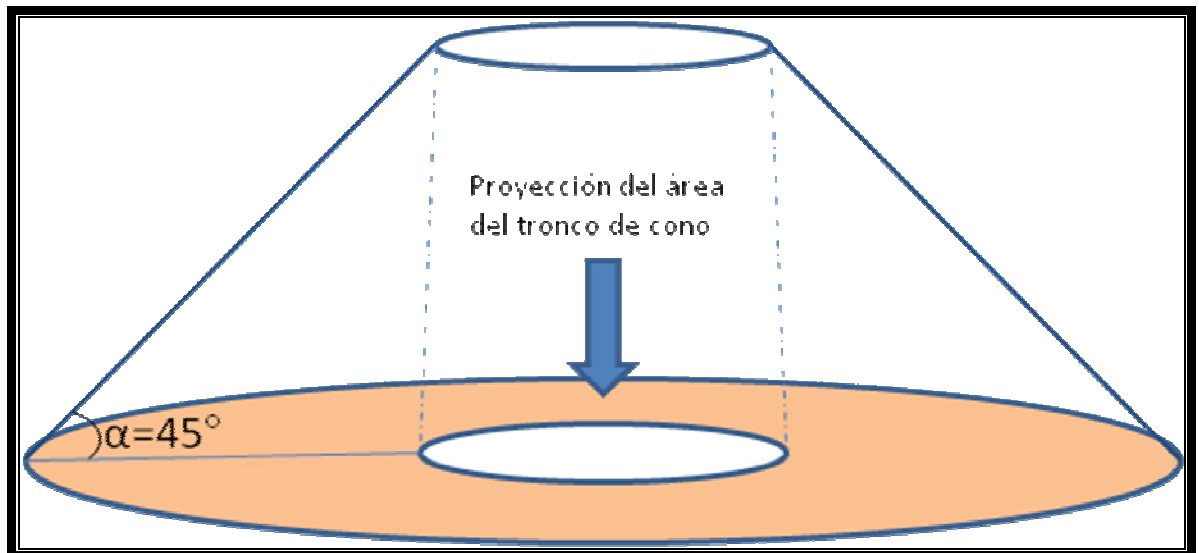


Fig. 3-29 Proyección del área del tronco de cono

Para continuar con el cálculo, se toma un elemento diferencial de un anillo circular, como muestra la Ver Fig. 3-30:

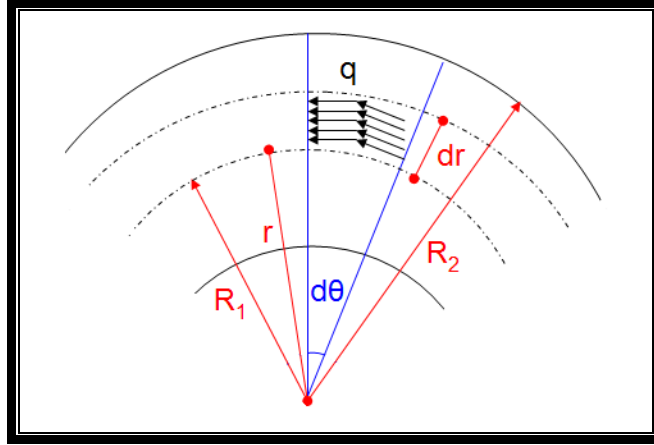


Fig. 3-30 Elemento diferencial de un anillo circular

Tal y como queda demostrado en la Figura 3-30, el cálculo para el Momento torsor es:

$$M = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} q \cdot r d\theta \cdot dr \frac{1}{\cos \alpha} \cdot r$$

Siendo:

- $q = Fza_{distribuida}$
- $r d\theta \cdot dr = \text{Área del anillo circular}$
- $\frac{1}{\cos \alpha} = \text{término utilizado para proyectar el área del tronco de cono sobre el anillo circular}$
- $r = \text{distancia al eje z, eje desde el cuál obtenemos el momento torsor}$

El desarrollo de la expresión anterior es:

$$M = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} q \cdot r d\theta \cdot dr \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha} 2\pi q \int_{R_1}^{R_2} r^2 dr = \frac{1}{\cos \alpha} 2\pi q \frac{R_2^3 - R_1^3}{3}$$

El momento calculado es el correspondiente a una rosca del modelo, para el conjunto total de roscas, el momento es:

$$M_T = M \cdot n = \frac{1}{\cos \alpha} 2\pi \frac{R_2^3 - R_1^3}{3} qn$$

Donde, como se menciono anteriormente, n, es el número total de roscas.

De la expresión anterior, se puede obtener la fuerza distribuida que hay que aplicar al modelo,

$$q \cdot n = \frac{M_T}{2\pi \frac{(R_1^3 - R_2^3)}{3} \frac{1}{\cos \alpha}}$$

Para un Momento exterior de 0,5 Nm e introduciendo los datos anteriores en la expresión, en sus unidades según el S.I. (Sistema Internacional de Medidas), se obtiene un valor de la fuerza tangencial de:


$$q = \frac{0,5Nm^2}{2\pi \frac{[(15 \cdot 10^{-3}m)^3 - (13 \cdot 10^{-3}m)^3]}{3}} \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{4}\right)} \frac{1}{6}$$

$$q = 23883,603 \frac{N}{m^2} = 0,024Mpa$$

Teniendo en cuenta que al igual que el momento torsor de la validación 1, el sentido era opuesto al momento exterior, el valor de q , para el modelo será de:

$$q = -0,024Mpa$$

- **Aplicación al modelo**

Se aplica la fuerza tangencial sobre el plano de la rosca , aparece la siguiente ventana de diálogo, que muestra la Fig. 3-31, en el que se elige un valor para la fuerza distribuida de -23883,603 N/m² según el sistema de ejes locales de la rosca, según el eje X.

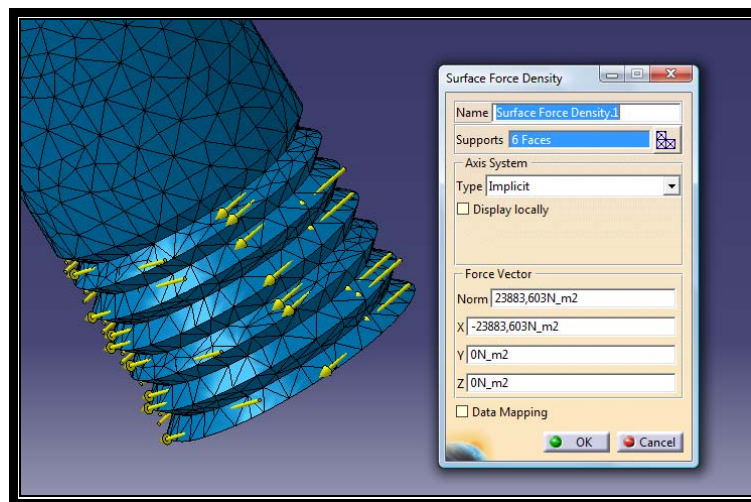


Fig. 3-31 Elección del valor y sentido de la fuerza tangencial distribuida

Una vez seleccionado el valor la fuerza tangencial distribuida, se da paso al proceso de cálculo del modelo, de nuevo por el método de los desplazamientos.

La Fig. 3-32, muestra la reacción del tornillo ante la fuerza tangencial distribuida, de nuevo contrario al movimiento creado por dicha fuerza:

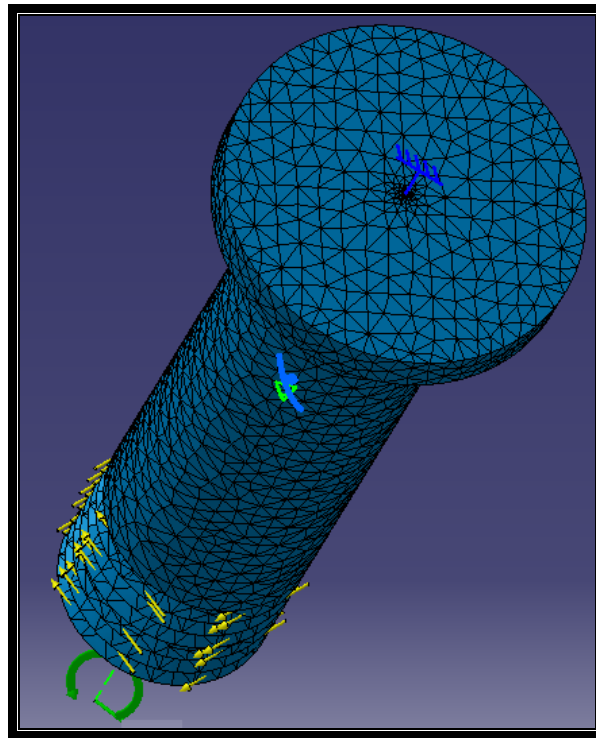


Fig. 3-32 Reacción del Tornillo ante la fuerza tangencial distribuida

Tras realizar el cálculo se obtienen en el empotramiento, las siguientes reacciones (Ver Tabla 3-5):

Fuerzas	Momentos

Tabla 3-5 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento

Se verifica que el Momento torsor en la dirección z es igual a 0.5Nm mismo valor que el momento torsor que crea la fuerza tangencial introducido, pero distinto sentido, también se observa como el resto de valores de momentos y de fuerzas son valores insignificantes.

VALIDACIÓN 3: FUERZA TANGENCIAL Y FUERZA NORMAL

- **Valor**

Para obtener el valor de la fuerza normal distribuida en el área total de la rosca, se aplica la siguiente expresión, que relaciona la fuerza tangencial y dicha fuerza normal:

$$q = \mu p$$

Puesto que q , equivale a la fuerza de rozamiento que aparece al poner en contacto la tuerca y el tornillo, calculada en la validación 2:

$$q = 0,024 \text{ Mpa}$$

Y siendo μ el coeficiente de rozamiento entre tuerca y tornillo, en este caso se han considerado ambos materiales de acero, es importante considerar que el valor del coeficiente de rozamiento variará según la lubricación que exista entre tornillo-tuerca, se ha tomado un valor típico de contacto de elementos de acero:

$$\mu = 0,15$$

Se obtiene un valor de p :

$$p = \frac{q}{\mu} = \frac{0,024 \text{ Mpa}}{0,15} = 0,16 \text{ MPa}$$

- **Aplicación al modelo**



Para aplicar la fuerza normal y tangencial sobre el plano de la rosca, de nuevo aparece la ventana de diálogo que muestra la Fig. 3-33, en el que se elige un valor para la fuerza tangencial distribuida de $-23883,603 \text{ N/m}^2$ según el sistema de ejes locales de la rosca, según el eje X y un valor para la fuerza normal distribuida de $-159224,02 \text{ N/m}^2$ según el sistema de ejes locales de la rosca, según el eje Z

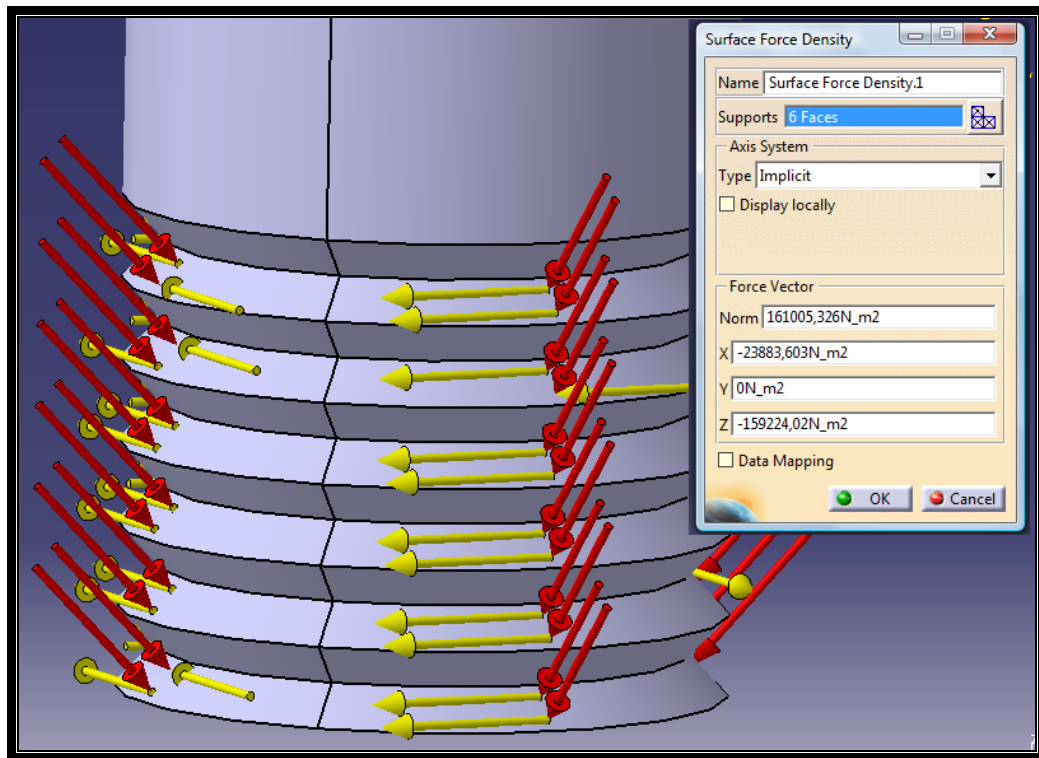


Fig. 3-33 Elección del valor y sentido de la fuerza tangencial y normal distribuida

Una vez seleccionado el valor la fuerza tangencial y normal distribuida, se da paso al proceso de cálculo del modelo por el método de los desplazamientos.

La Fig. 3-34, muestra la reacción del tornillo ante los dos tipos de fuerza, de nuevo contrario al movimiento creado por dichas fuerzas:

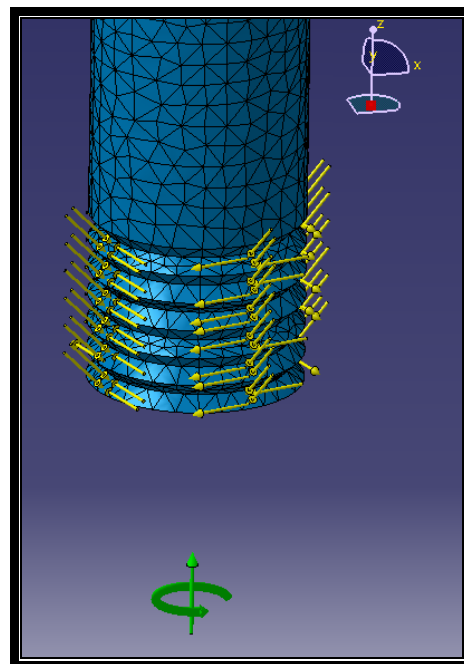


Fig. 3-34 Reacción del Tornillo ante la fuerza tangencial y normal distribuida

Tras realizar el cálculo se obtienen en el empotramiento, las siguientes reacciones (Ver Tabla 3-6):

Fuerzas	Momentos

Tabla 3-6 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento

Se verifica que el Momento torsor en la dirección z es igual a 0,5Nm mismo valor que el momento torsor que crea la fuerza tangencial introducido, pero distinto sentido, también se observa como el resto de valores de momentos y de fuerzas son valores insignificantes.

Como se observa en los anteriores resultados, el Momento torsor es 0,5 Nm, (no se modifica el valor debido a que la incorporación de la fuerza normal al modelo, no afecta al momento torsor y únicamente existe una fuerza de valor significativo en el eje z, con valor de 168,071 N, para verificar que esta fuerza total es equivalente a la componente z de la fuerza normal introducida, que provoca el alargamiento del tornillo, se lleva a cabo el siguiente cálculo:

Siendo p ,

$$p = 0,16Mpa$$

el valor a una de las 6 roscas, se calcula la componente z de este valor, de fácil deducción según se muestra en la Fig. 3-36.

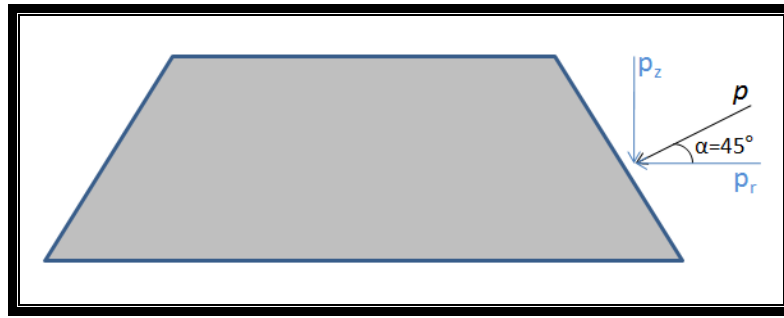


Fig. 3-35 Descomposición de la fuerza normal p , en sus componentes normal y tangencial

$$p_z = p \cdot \sin \alpha = 0,16 \text{ Mpa} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) = 0,11 \text{ Mpa}$$

Si se reparte p_z en toda el área de la rosca

$$P_z = p_z \cdot A = 0,11 \text{ Mpa} \cdot 2,488 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 28,01 \text{ N}$$

Y finalmente para el total de las 6 roscas se tiene una fuerza normal de valor:

$$P_{zT} = P_z \cdot n = 28,01 \text{ N} \cdot 6 = 168,07 \text{ N}$$

Se muestra que el resultado coincide con el valor que daba el programa viendo la Tabla 3-7.

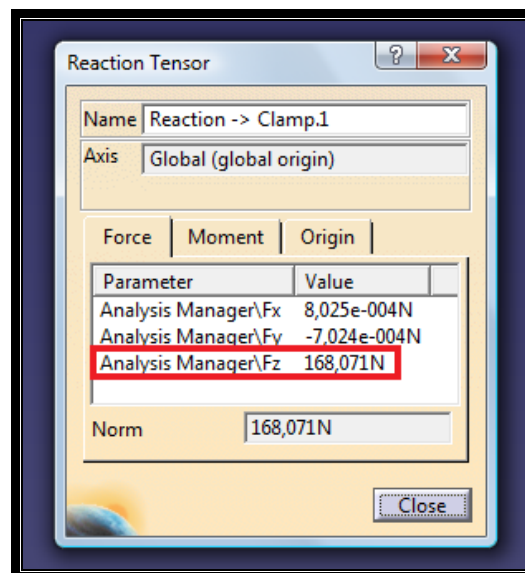


Tabla 3-7 Fuerza de reacción según eje Z

Aclarar que las cargas que se aplican al modelo siempre se aplican de manera distribuida sobre los nodos de la superficie, por ello es importante tener el mayor número de nodos posibles para obtener una solución más óptima.

3.3.8 Análisis de sensibilidad

El análisis de sensibilidad consiste en determinar cuánto de sensible es la respuesta del modelo, al cambio de algunos parámetros como por ejemplo el tipo de mallado. Se ha analizado la sensibilidad de la tensión de Von Mises a la modificación de la malla tanto por el tipo de elemento como del tamaño de los elementos que la componen.

- *Según el Tipo de elemento*

CASO 1: Elemento lineal

Para el caso de una malla de 3mm, se toma las propiedades de malla de la Fig. 3-36:

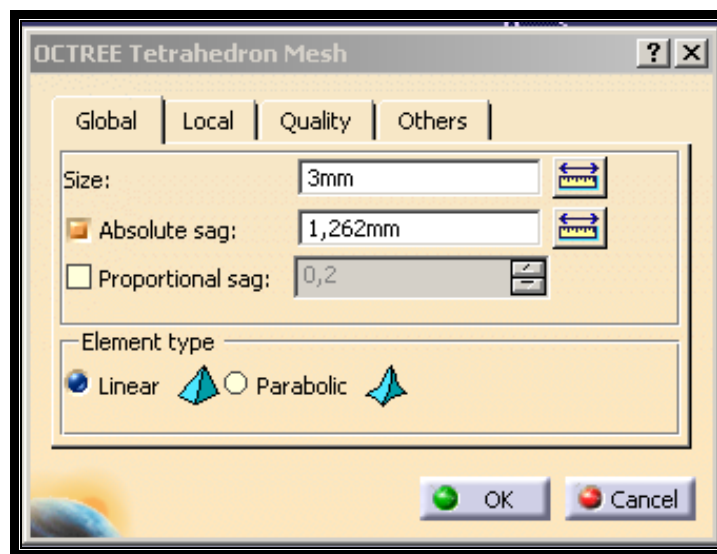


Fig. 3-36 Propiedades de la malla de 3mm con elemento lineal

Se realiza de nuevo el estudio para un momento exterior de 0,5 Nm, modelizado por 2 fuerzas distribuida tangencial y normal a la rosca:

$$q = 0,024 \text{ Mpa} ; p = \frac{q}{\mu} = 0,16 \text{ Mpa}$$

La reacción que se obtiene se muestra en la Tabla 3-8:

Fuerzas		Momentos	
Name	Reaction -> Clamp.1	Name	Reaction -> Clamp.1
Solution	Static Case Solution.1	Solution	Static Case Solution.1
Entity	Clamp.1	Entity	Clamp.1
Axis System		Axis System	
Type	Global	Type	Global
Update Results		Update Results	
Force	Moment	Force	Moment
X	-0,013N	X	0,001Nxm
Y	-0,027N	Y	-3,684e-004Nxm
Z	166,946N	Z	0,494Nxm
Norm	166,946N	Norm	0,494Nxm
OK	Cancel	OK	Cancel

Tabla 3-8 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento

La Fuerza de reacción según el eje z, es de valor 166,94N valor inferior a 168,5N que se obtuvo el apartado 3.3.7, de manera analítica.

El Momento en el eje z, es de valor 0,494 es inferior a 0,5Nm (error del 1,2%).

CASO 2: Elemento parabólico

Para el caso de elemento de tipo parabólico, como se observa en el apartado 3.3.4 y 3.3.6, ya se obtuvieron las reacciones, que de nuevo se muestran en la Tabla 3-9:

Fuerzas		Momentos	
Name	Reaction -> Clamp.1	Name	Reaction -> Clamp.1
Solution	Static Case Solution.1	Solution	Static Case Solution.1
Entity	Clamp.1	Entity	Clamp.1
Axis System		Axis System	
Type	Global	Type	Global
Update Results		Update Results	
Force	Moment	Force	Moment
X	0,002N	X	-1,194e-004Nxm
Y	0,002N	Y	7,992e-005Nxm
Z	168,07N	Z	0,5Nxm
Norm	168,07N	Norm	0,5Nxm
OK	Cancel	OK	Cancel

Tabla 3-9 Valores de Fuerzas y Momentos en el empotramiento

Conclusión

Por lo anteriormente expuesto se toma como tipo de elemento el parabólico.

- *Según el tamaño de la malla*

Una vez seleccionado el tipo de elemento, se estudia el tipo de malla

CASO 1: Malla de tamaño 3mm

Para el caso de una malla de 3 mm, se estudió en los apartados anteriores y se obtuvo que ante distintas acciones, las reacciones en el empotramiento se verificaban (apartado 3.3.7), pero para el caso de estudio final en el que se considera las características esquematizadas en la Fig. 3-37:

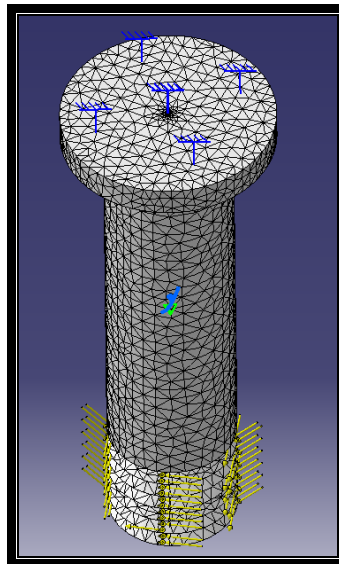


Fig. 3-37 Modelo Final Tornillo-Tuerca

- Cabeza empotrada.
- Roscas modelizadas con planos paralelos, siendo troncos de cono, las áreas de superficie de contacto entre el tornillo y la tuerca.
- Actúan dos tipos de cargas sobre el área total de contacto de las 6 roscas:
 - Fuerzas tangenciales distribuidas, como consecuencia del esfuerzo de rozamiento que aparece en el enroscamiento de la tuerca sobre el tornillo.
 - Fuerzas normales distribuidas, como consecuencia del contacto tornillo-tuerca.

Se estudiará como se comportará el modelo, para ello el parámetro de análisis será la tensión de Von Mises.

Para el caso del momento torsor de valor 0,5Nm, una vez realizado el análisis con el programa, se toma aquel punto del modelo sometido a mayor tensión:

$$\sigma_{VM} = 818568 \frac{N}{m^2} = 0,82 Mpa$$

Como se puede observa en la Fig. 3-38.

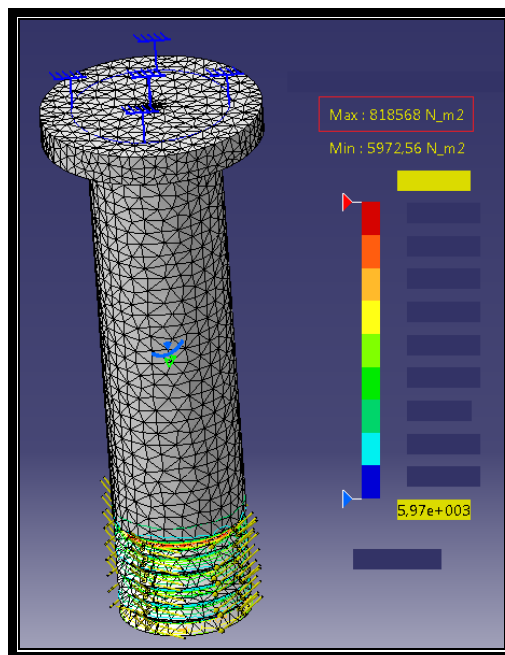


Fig. 3-38 Tensión máxima equivalente de Von Mises. Malla de 3mm

CASO 2: Malla de tamaño 2mm

Se toma un mallado con las características representadas en la Fig. 3-39:

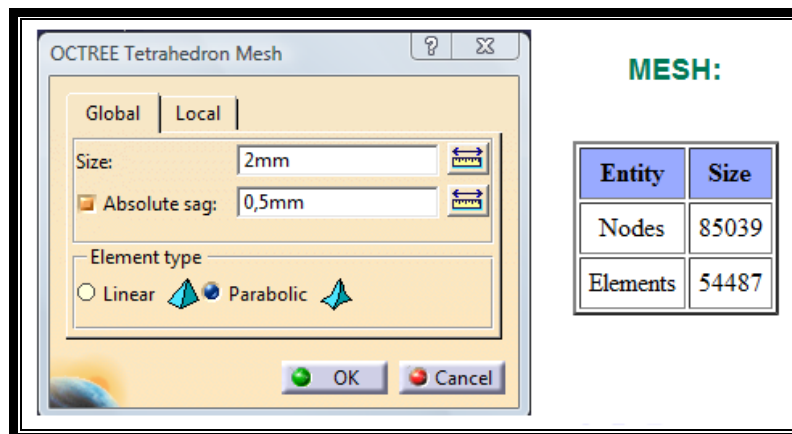


Fig. 3-39 Características mallado de 2mm

Repitiendo de nuevo el análisis para el caso de la malla de 2 mm, se obtiene:

$$\sigma_{VM} = 0,94 Mpa$$

Como se puede mostrar en la Fig. 3-40.

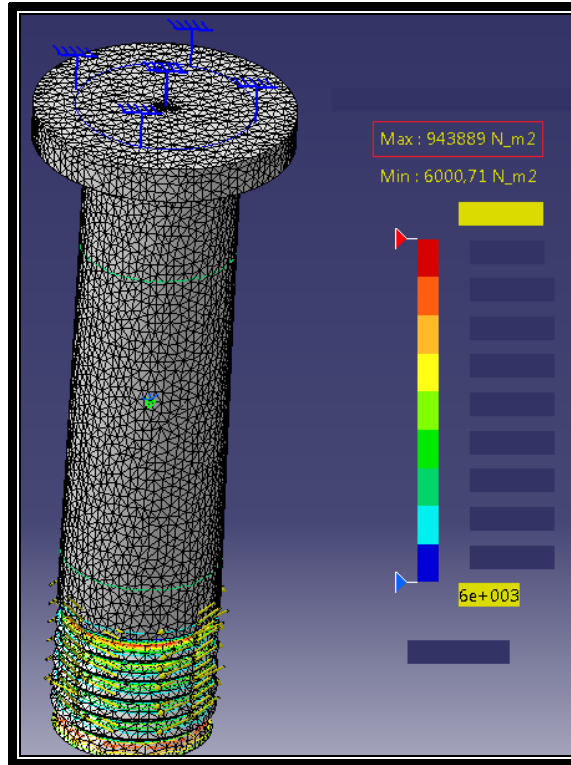


Fig. 3-40 Tensión máxima equivalente de Von Mises. Malla de 2mm

En la Fig. 3-40, se muestra el detalle de los dos mallados:

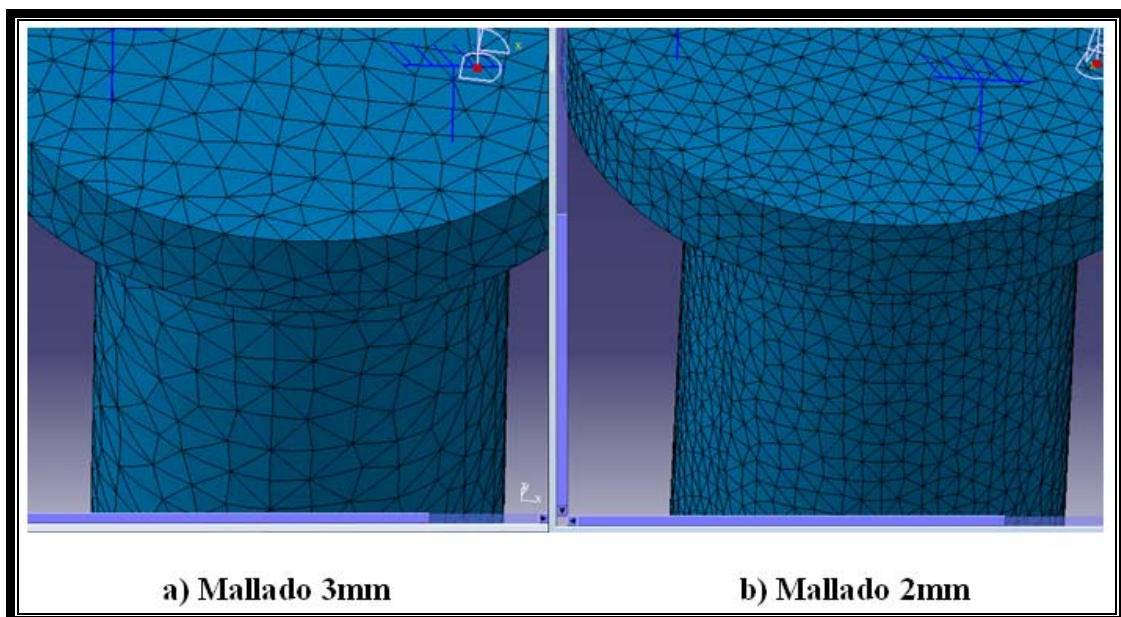


Fig. 3-41 a) Mallado de 3mm de tamaño; b) Mallado de 2mm de tamaño

Conclusión

- Si se toma $\sigma_{VM} = \sigma_{VM_{CASO1}} 0,82 \text{ Mpa}$, el momento torsor sería:

$$\text{Para } \sigma_{VM} = 0,82 \text{ Mpa} \rightarrow M_{CASO1} = 0,5 \text{ Nm}$$

$$\text{Para } \sigma_{VM} = 0,82 \text{ Mpa} \rightarrow M_{CASO1} = \frac{\sigma_{CASO1}}{\sigma_{VM_{0.5}}} M_{0.5} = \frac{0,82 \text{ Mpa}}{0,94 \text{ Mpa}} 0,5 \text{ Nm} = 0,43 \text{ Nm}$$

- Si se toma $\sigma_{VM} = \sigma_{VM_{CASO2}} 0,94 \text{ Mpa}$, el momento torsor sería:

$$\text{Para } \sigma_{VM} = 0,94 \text{ Mpa} \rightarrow M_{CASO1} = \frac{\sigma_{VM}}{\sigma_{VM_{0.5}}} M_{0.5} = \frac{0,94 \text{ Mpa}}{0,82 \text{ Mpa}} 0,5 \text{ Nm} = 0,57 \text{ Nm}$$

$$\text{Para } \sigma_{VM} = 0,94 \text{ Mpa} \rightarrow M_{CASO2} = 0,5 \text{ Nm}$$

Por criterio de seguridad, es preferible aquel resultado con un valor menor de momento torsor aplicando la misma tensión equivalente, por ello elegimos el mallado de 2mm.

Por último para verificar que el mallado seleccionado es bueno, utilizamos una herramienta del programa, *Adaptivity*, por el que si el porcentaje de error es inferior a un 5% el mallado muy bueno, entre un 5% y 10 % el mallado es bueno y mayor al 10% no es aceptable. Como muestra la Fig. 3-41 el error que se obtienen es de 5,44%, valor cerca del límite, por lo que se puede garantizar que el mallado es bueno.

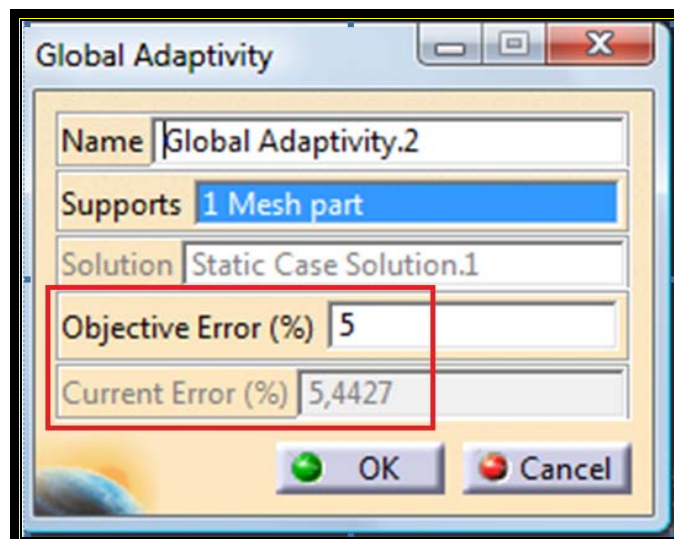


Fig. 3-42 Porcentaje de error de mallado

*Se intento probar mallados más refinados, pero el tiempo que requería la computadora para solucionar el problema era demasiado largo, el estudio no fue posible.

3.3.9 Finalidad del modelo

Una vez construido el modelo se procederá a su análisis pudiéndose obtener:

1.1 MOMENTO TORSOR UMBRAL

1.2 COMPORTAMIENTO MECÁNICO

1.2.1 Mapas de tensiones equivalentes de Von Mises, tensiones principales e identificación de las zonas más tensionadas.

1.2.2 Desplazamientos.

1.2.3 Giro del tornillo.

1.2.4 Disminución diametral.

1.2.5 Estado deformacional, deformaciones principales e identificación de las zonas más deformadas.

1.2.6 Deformaciones plásticas.

1.2.7 Propuesta de procedimiento de diseño del tornillo.

Los resultados de todos estos estudios se desarrollan y demuestran en el capítulo 4.

4. RESULTADOS

Los resultados que se muestran en los siguientes apartados, hacen referencia al modelo final diseñado descrito en el capítulo 3.

4.1 MOMENTO TORSOR UMBRAL

El momento torsor umbral se define como aquel valor frontera entre el régimen elástico y el régimen plástico del modelo. También es denominado Momento torsor máximo, ya que es aquel valor máximo que resiste el modelo sin que comience a plastificar.

Para el cálculo de dicho momento, es necesario aplicar el criterio de plastificación de Von Mises.

4.1.1 Criterio de plastificación de Von Mises

Siguiendo el criterio de Von Mises, el material plastificará cuando

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

siendo σ_y el límite elástico del material y σ_1 , σ_2 y σ_3 las tensiones principales

Para el momento torsor de 0.5Nm se obtiene una tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = 0,94Mpa$$

Dado que

$$\sigma_{VM} = 0,94Mpa < \sigma_y = 250Mpa$$

se concluye que el Momento exterior de valor 0.5 Nm, no da lugar a que el material abandone la región de régimen elástico.

4.1.2 Momento torsor máximo

Para el cálculo del Momento torsor exterior máximo bajo el cual el material trabaja en régimen elástico, se sigue el siguiente razonamiento:

- Se iguala la tensión equivalente de Von Mises al límite elástico en el criterio de plastificación, de este modo situamos al modelo en el umbral antes de entrar en el régimen plástico:

$$\sigma_{VM} = \sigma_y = 250 \text{ Mpa}$$

- Admitiendo linealidad:

$$\text{Para } M=0,5 \text{ Nm} \rightarrow \sigma_{VM} = 0,94 \text{ Mpa}$$

$$\text{Para } M_{\max} \rightarrow \sigma_{VM} = \sigma_y = 250 \text{ Mpa}$$

$$M_{\max} = \frac{\sigma_{VM_{0,5 \max}} = \sigma_y}{\sigma_{VM_{0,5}}} M_{0,5} = \frac{250 \text{ Mpa}}{0,94 \text{ Mpa}} 0,5 \text{ Nm} = 132,43 \text{ Nm}$$

Las fuerzas distribuidas para este Momento máximo son:

$$q = \frac{132,43 \text{ Nm}^2}{2\pi \frac{[(15 \cdot 10^{-3} \text{ m})^3 - (13 \cdot 10^{-3} \text{ m})^3]}{3}} \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{4}\right)} \frac{1}{6} = 6325811,213 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 6,32 \text{ Mpa}$$

$$p = \frac{q}{\mu} = \frac{6325811,213 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{0,15} = 42172074,76 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 42,17 \text{ Mpa}$$

En la Fig. 4-1 se muestra un gráfico de la tensión equivalente y en el que el valor máximo es $\sigma_{VM} = 250 \text{ Mpa} = \sigma_y$.

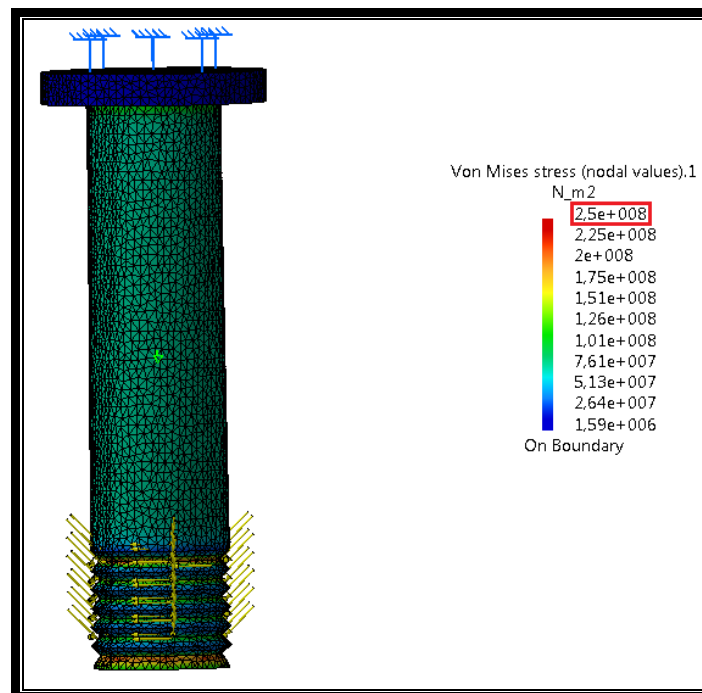


Fig. 4-1 Tensión equivalente de Von Mises

Si se repiten los cálculos en el caso del mallado de 3mm, se obtiene un Momento máximo de valor:

$$M_{\max} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VM_{0.5}}} M_{0.5} = \frac{250 \text{ Mpa}}{0,82 \text{ Mpa}} 0,5 \text{ Nm} = 152,7 \text{ Nm} > 132,43 \text{ Nm}$$

Luego Para un Momento torsor de valor 152,7Nm, en el modelo con mallado de tamaño 3mm, el material se encontraría en la región umbral entre régimen elástico y plástico, mientras que en el mallado de tamaño 2mm para ese mismo valor, el material ya habría entrado en régimen plástico.

Este hecho sanciona el uso de mallados lo más finos posible.

4.2 COMPORTAMIENTO MECÁNICO DEL MATERIAL [11]

Para los apartados que abarcan desde 4.2.1 hasta 4.2.10, los resultados se han obtenido tomando el valor del momento torsor umbral $M_{\max}=132,43\text{Nm}$.

4.2.1 Mapa de tensiones equivalentes de Von Mises

La Fig. 4-6 muestra el mapa de tensiones equivalentes en el material correspondientes a la aplicación del momento máximo. Puede observarse que la parte en que la tensión equivalente alcanza valores mayores es la base del tornillo, la que más gira

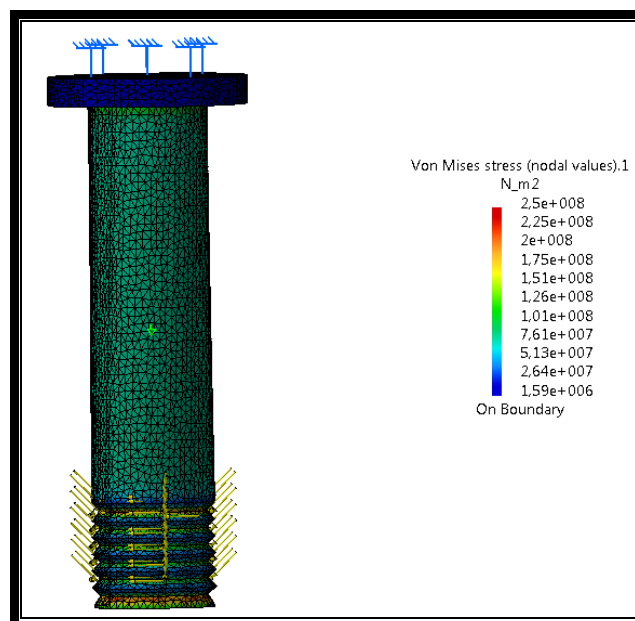


Fig. 4-2 Tensión equivalente de Von Mises

En la Fig. 4-6 también se muestra una escala de colores que indica el valor del esfuerzo ilustrándolo con el color correspondiente sobre la pieza. El color rojo indica la zona de mayor concentración de esfuerzo, en nuestro modelo esta zona corresponde a la primera y última rosca como se aprecia en la Fig. 4-7.

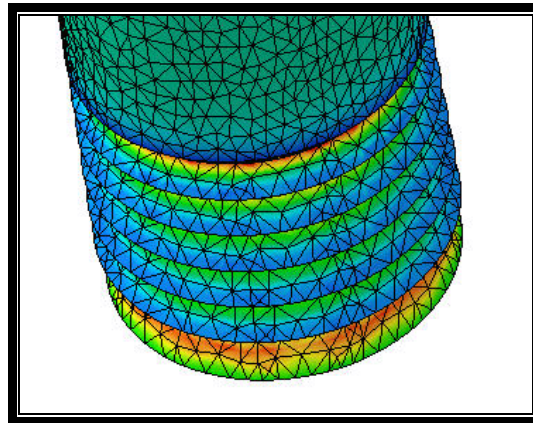


Fig. 4-3 Zonas de mayor esfuerzo

La Fig. 4-8 muestra donde se alcanza la máxima tensión equivalente de Von Mises, que como se mencionó anteriormente el máximo valor es 250 Mpa, coincidente con el valor del límite elástico.

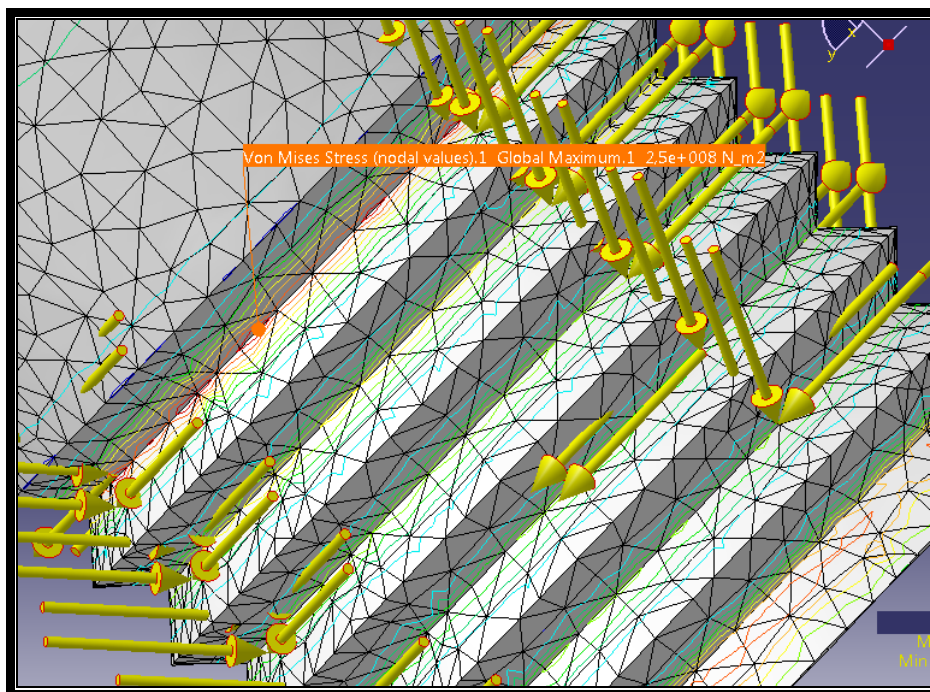


Fig. 4-4 Localización del máximo esfuerzo de Von Mises

Como era de esperar la tensión equivalente máxima, de valor 250 Mpa, aparece en el cambio de la sección de la primera rosca, lugar donde probablemente rompa el tornillo

4.2.2 Tensiones principales

En la Fig. 4-9 se muestra el mapa de tensiones equivalentes y localización del máximo:

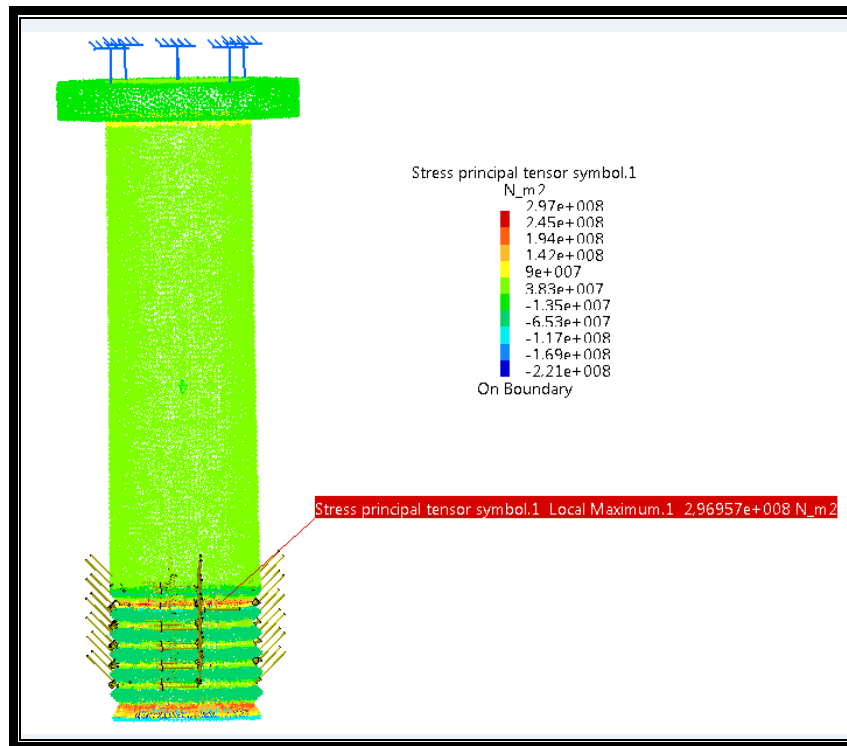


Fig. 4-5 Tensiones principales

De nuevo el máximo se localiza en la primera rosca, debido a que en la Fig. 4-9, no se puede observar claramente los vectores principales, la Fig. 4-10 se focaliza en el punto con esfuerzos principales mayores.

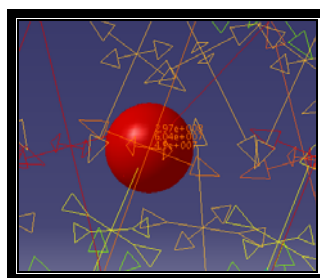


Fig. 4-6 Esfuerzo principal máximo

Los valores son:

$$\sigma_1 = 297 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 60,4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_3 = 49 \text{ Mpa}$$

Utilizando estos valores puede, también, estudiarse la posible plastificación del material utilizando dos criterios de plastificación alternativos: el criterio de Tresca y el de Von Mises.

- Criterio de Tresca (criterio de la tensión tangencial máxima):

$$\tau_{mx} = \frac{|\sigma_I - \sigma_{III}|}{2} \leq \frac{\sigma_y}{2}$$

Para el caso de la igualdad:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| = |297\text{Mpa} - 49\text{Mpa}| = 248\text{Mpa} \approx 250\text{Mpa} = \sigma_y$$

- Criterio de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \geq \sigma_y$$

Para el caso de la igualdad:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(297\text{Mpa} - 60,4\text{Mpa})^2 + (60,4\text{Mpa} - 49\text{Mpa})^2 + (297\text{Mpa} - 49\text{Mpa})^2}{2}}$$

$$\sigma_{VM} = 242,86\text{Mpa} \approx 250\text{Mpa} = \sigma_y$$

4.2.3 Identificación de las zonas más tensionadas

Como se ha mostrado en los dos anteriores apartados, las zonas más tensionadas son la primera y la última rosca del tornillo, debido a que:

- Al aplicar un esfuerzo tangencial y otro normal a toda el área de las 6 roscas, la última rosca es aquella que sufrirá mayores desplazamientos y giros.
- En la primera rosca es, seguramente, la zona en la que sufra la rotura el tornillo (una vez superada la resistencia última del material), debido al ser una zona de concentración de esfuerzos por el cambio de sección con el fuste.

4.2.4 Desplazamientos

Cuando se somete al modelo a las cargas indicadas, éste se alarga y encoje según el eje longitudinal, de forma tal que, como se observa en la Fig. 4-11, la zona de la base del tornillo (última rosca) será la zona de mayor desplazamiento, y este desplazamiento

disminuirá a medida que se avance hacia el empotramiento, también se ha marcado donde se localiza el máximo desplazamiento.

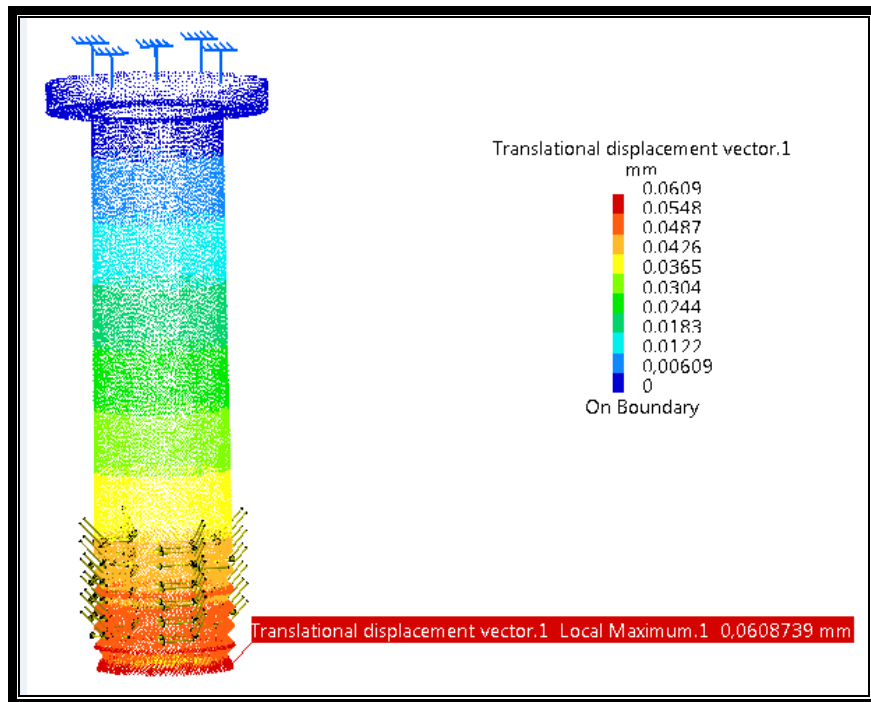


Fig. 4-7 Mapa de desplazamientos del modelo

En la Fig. 4-12 se muestra la zona roscada antes de aplicar la carga (en azul) y después de aplicada (en rojo).

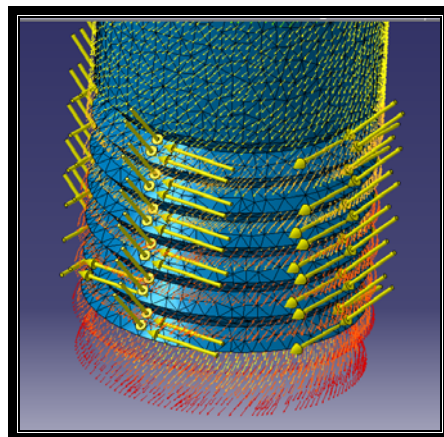


Fig. 4-8 Desplazamiento en la zona roscada

4.2.5 Giro del tornillo

Para calcular el giro del tornillo se toma un punto de la base, dado que, como se comentó anteriormente, es la zona que más gira. En la Fig. 4-13 se muestra el punto

seleccionado y un detalle de las componentes, según ejes globales, de la variación del desplazamiento que ha sufrido el punto.

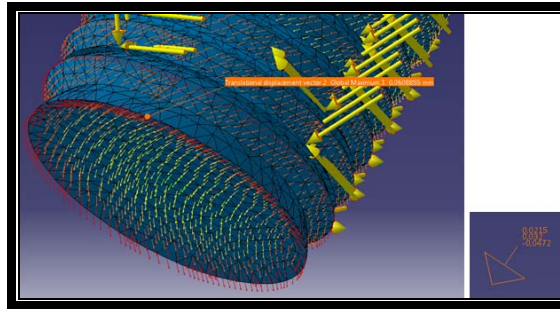


Fig. 4-9 Variación de desplazamiento en un punto de la base del tornillo

En la Fig. 4-14 se muestra la situación antes (P_1) y después (P_2) de aplicar la carga en el modelo para el punto seleccionado.

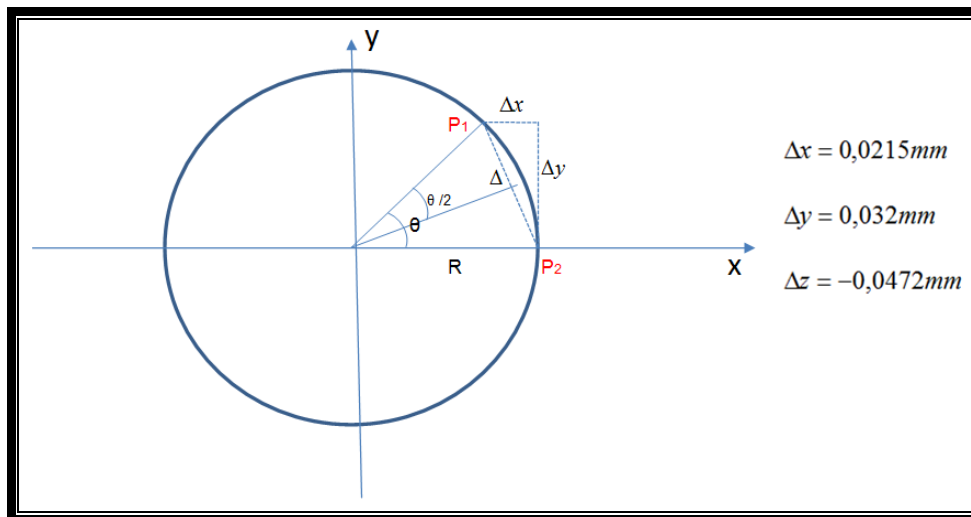


Fig. 4-10 Desplazamiento del punto seleccionado antes (P_1) y después (P_2) de aplicar la carga al modelo

Observando la Fig. 4-14, por geometría se calcula el giro:

$$\Delta = \sqrt{(\Delta x)^2 + (\Delta y)^2} = \sqrt{0,0215^2 + 0,032^2} = 0,0385$$

$$\operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{\theta}{2} = \frac{\Delta/2}{R} = \frac{0,0385/2}{15} = 1,285 \cdot 10^{-3} \rightarrow \theta = 0,15^\circ$$

*La Fig. 4-14 no ha tenido en cuenta la 'disminución diametral a la hora de figurar el punto P_2 sobre la misma circunferencia que P_1 .

4.2.6 Disminución diametral

Para el cálculo de la disminución diametral, en la Fig. 4-15 se ha esquematizado la trayectoria del punto elegido para el cálculo del giro del tornillo:

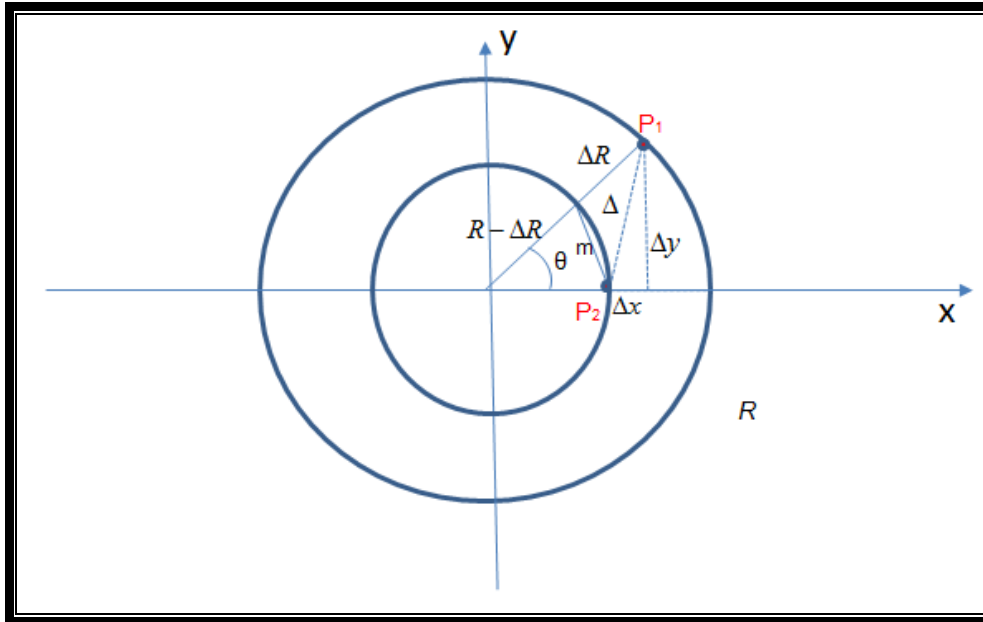


Fig. 4-11 Variación del diámetro de P₁ a P₂

Por geometría de la Fig. 4-15, se calcula la disminución en radio, ΔR ;

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{m}{R - \Delta R} \rightarrow m = \operatorname{tg} \theta (R - \Delta R)$$

$$\Delta^2 = m^2 + \Delta R^2 \rightarrow \Delta^2 = (\operatorname{tg} \theta (R - \Delta R))^2 + \Delta R^2 \rightarrow \Delta R = 0,01 \text{ mm} = 10 \mu\text{m}$$

Resultando:

$$\Delta D = 2\Delta R = 20 \mu\text{m}$$

4.2.7 Estado deformacional

La Fig. 4-16 muestra un mapa de deformación ε_z que ha sufrido el material en la zona de la rosca, ya que es la que sufre mayores deformaciones:

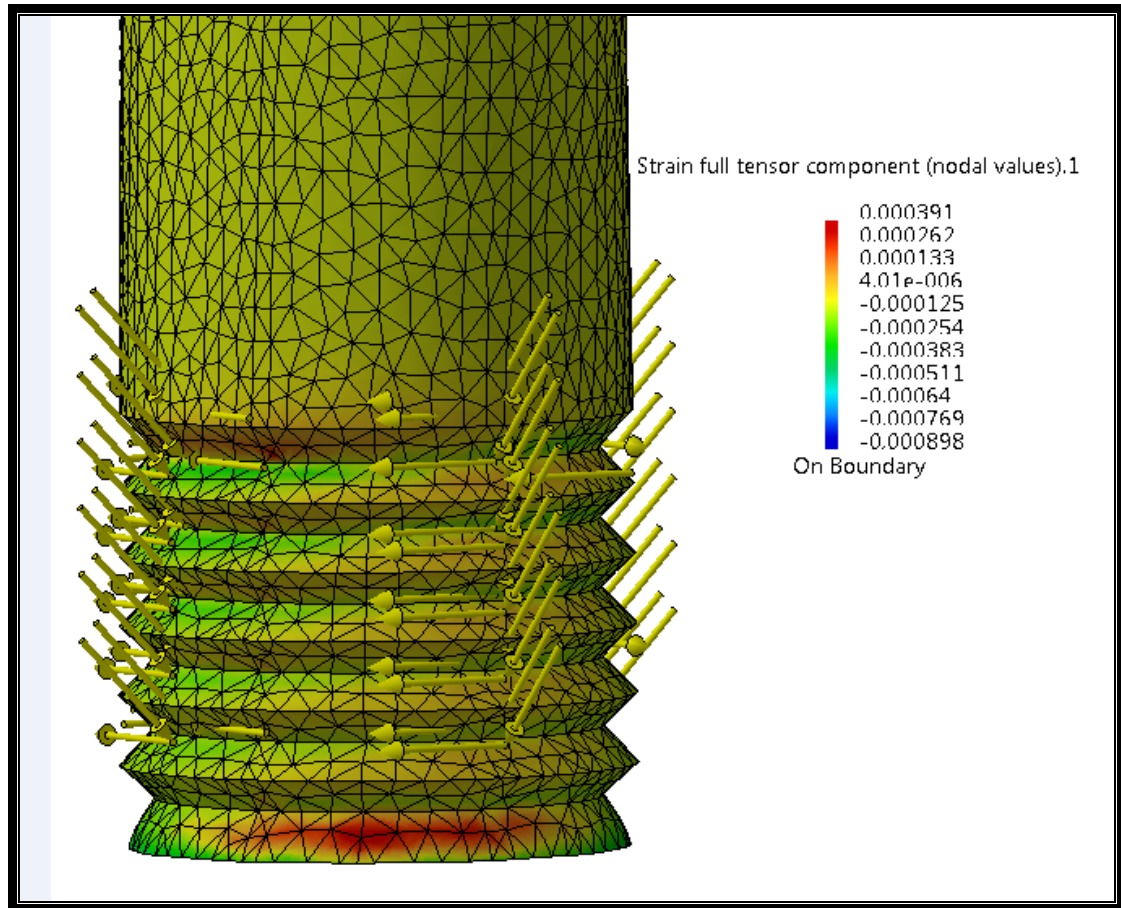


Fig. 4-12 Estado deformacional del modelo

El máximo se localiza en la última rosca como muestra la Fig. 4-17, siendo su valor $3,9 \cdot 10^{-4}$.

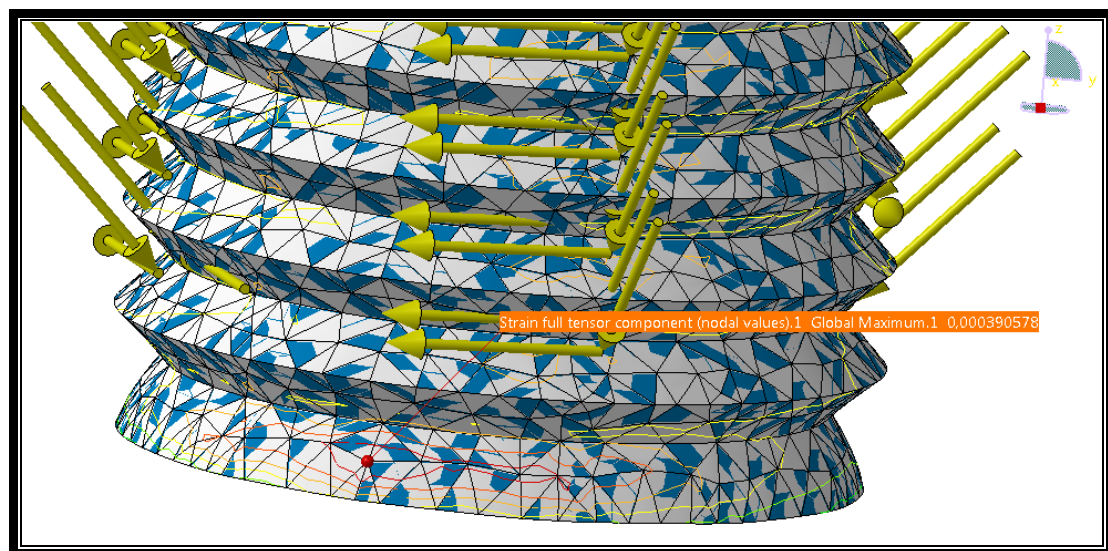


Fig. 4-13 Máxima deformación del modelo

4.2.8 Deformaciones principales

La deformación principal máxima del material se muestra en la Fig. 4-18:

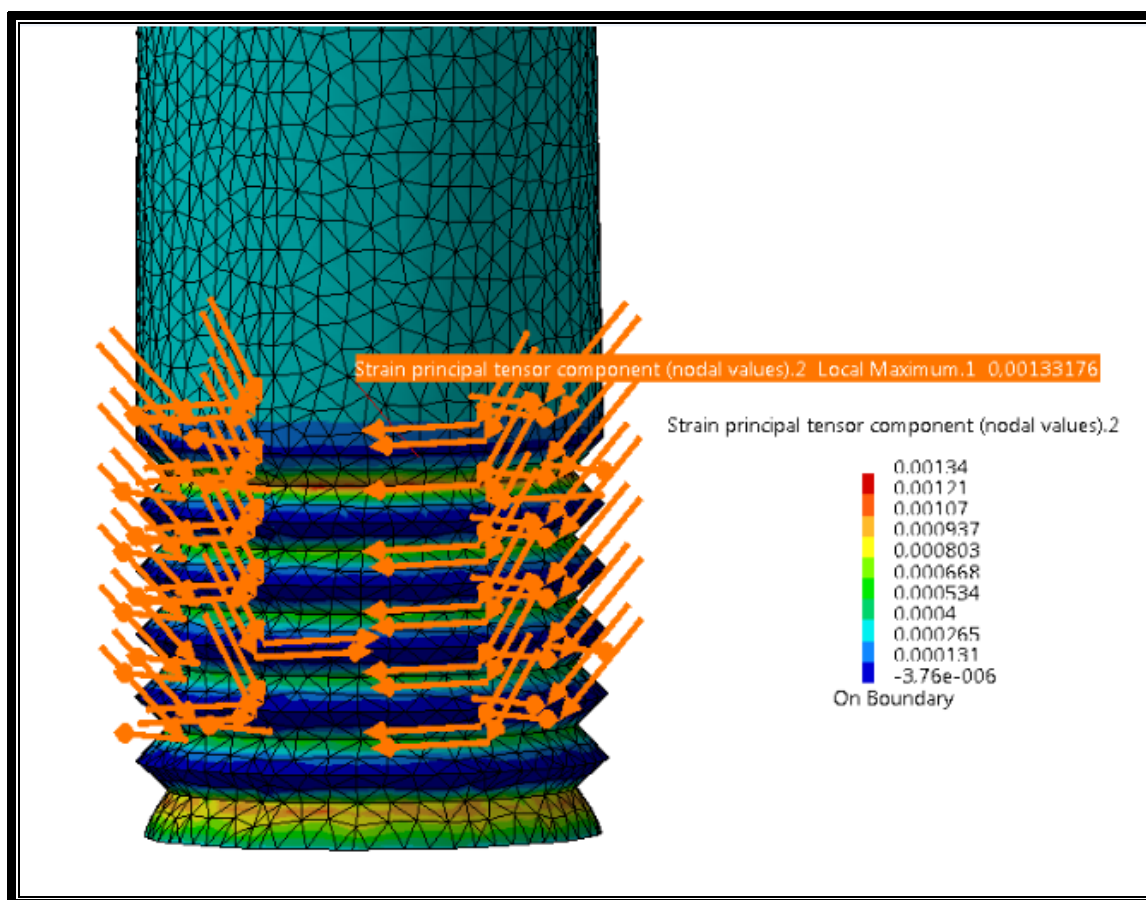


Fig. 4-14 Deformación principal máxima

El máximo se localiza de nuevo en la primera rosca, presentando un valor de $1,3 \cdot 10^{-3}$ como muestra la Fig. 4-19.

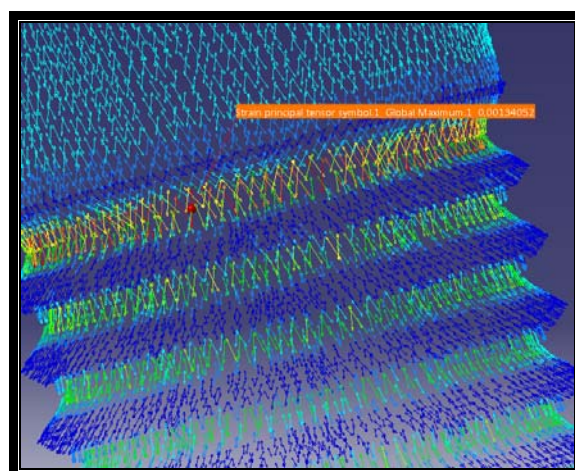


Fig. 4-15 Máxima deformación del modelo

Si se aplica la ley de Hooke:

$$\sigma = E\varepsilon \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{297\text{MPa}}{2 \cdot 10^5\text{MPa}} = 1,4 \cdot 10^{-3}$$

Como se observa, el valor de $1,4 \cdot 10^{-3}$ se aproxima al obtenido en la Fig. 4-19 $1,3 \cdot 10^{-3}$.

4.2.9 Identificación de las zonas más deformadas

Como se ha demostrado en los anteriores apartados, de nuevo, las zonas más deformadas son la primera rosca y la última, es lógico llegar a esta conclusión ya que son las mismas zonas que sufrían mayor tensión.

4.2.10 Deformaciones plásticas

Si el momento torsor aplicado superase el valor definido como “umbral”, aparecerían deformaciones plásticas en el tornillo. El análisis del comportamiento del tornillo en régimen plástico requiere establecer las propiedades mecánicas del acero, constituidas éstas por el módulo de elasticidad, el límite elástico y el coeficiente de endurecimiento por deformación. Para el acero considerado, este coeficiente oscila alrededor de 0.3.

El análisis del comportamiento mecánico del tornillo sometido a un momento torsor mayor que el umbral, permitiría comprobar la aparición de deformaciones plásticas en tres zonas,

- la superficie exterior del cilindro o fuste,
- en la transición de la zona roscada a la zona lisa
- en la transición de la zona lisa a la cabeza del tornillo.

4.2.11 Propuesta de procedimiento de diseño del tornillo

El método de análisis desarrollado puede utilizarse, dada su sencillez, en un proceso de diseño en el que se varíen las dimensiones de la pieza en función del momento torsor a aplicar, hasta encontrar la geometría idónea en términos de su estado tenso-deformacional.

5. CONCLUSIONES

Como conclusión de los trabajos realizados y resultados obtenidos, cabe hacerse notar lo siguiente:

- El momento torsor aplicado al tornillo como resultado del proceso de apriete puede convertirse en un sistema de cargas normales y tangenciales aplicado en la rosca.
- La distribución de tensiones y de deformaciones obtenida responde a los principios de la Elasticidad lineal.
- Las zonas de inicio de la plastificación se corresponde con las de los árboles macizos sometidos a momentos torsores.
- El modelo desarrollado puede ser utilizado en el proceso de diseño de un tornillo.

Personalmente, el desarrollo del proyecto me ha servido, también, para:

- Aprender el manejo del programa CATIA.
- Reforzar mis conocimientos en el análisis por elementos finitos.
- Profundizar en la normativa aplicable a tornillos.

6. TRABAJOS FUTUROS

Son trabajos que complementan a los realizados, los siguientes:

- Modelizar el tornillo con una hélice
- Considerar el estado tensional en la rosca
- Considerar el rozamiento de la cabeza del tornillo con la chapa
- Estudiar otros tipos de tornillo

BIBLIOGRAFÍA

Para la realización del presente documento se ha requerido el soporte de diferentes fuentes de información para complementar el estudio realizado. A continuación, se lista la bibliografía que ha sido necesaria con sus correspondientes referencias al texto.

- **Capítulo 1**

[1] López, Javier, “Pánico en Sierra Nevada al caer al vacío 23 esquiadores desde un telesilla”, en ABC Sevilla, 34042, 3 de Marzo de 2009, p 29.

[2] Espinosa, Jéssica y Rodríguez, Ruth, “Nadie sobrevivió al accidente aéreo”, en El Universal, Miércoles 2 de febrero de 2000.

- **Capítulo 2**

[3] Decker, Carl. *Elements of Machine*, Urmo S.A., 1979.

[4]Página educativa, 2005

http://www.iesmarenostrum.com/departamentos/tecnologia/mecaneso/mecanica_basica/operadores/ope_tornillo.htm (ví: 17 de Mayo de 2010)

[5] La Página del Conocimiento y del Saber, 8 de Enero de 1998

<http://www.saber.golwen.com.ar/htornillo.htm> (ví: 5 de Abril de 2010)

[6]Casillas López, Arcadio *Máquinas*, Casillas (4º Edición), 1 de Enero de 2003

- **Capítulo 3**

[7] Cantero Guisandez, J. L. *Apuntes Tecnología de Fabricación I y II*. Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. (2008)

[8] Torrecilla Insagurbe, Eduardo *El gran Libro de Catia*, Marcombo S.A, 28 de Mayo de 2010

[9] Zienkiewicz, O.C., *El Método de los Elementos Finitos*, Ed. Reverté, Barcelona. (1992)

[10] Pérez Castellanos, J.L. *Apuntes Mecánica de Sólidos*. Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III de Madrid. (2006)

[11] Fundación para la formación y el fomento de la investigación y desarrollo en el sector Aeronáutico (Foindesa) *Cálculo y análisis por elementos finitos con Catia V.*, 2007.

- **Capítulo 4**

[12] Vásquez Angulo, J.A. *Análisis y diseño de piezas de máquinas con CATIA® V5*, Marcombo S.A, 2006.

[13] Sánchez, Sonia *Apuntes de Elasticidad y resistencia de Materiales I*. Ingeniería

ANEXO I: CLASIFICACIÓN DE TORNILLOS [4]

1) TORNILLOS PARA LA MADERA

Los tornillos para madera, reciben el nombre de tirafondo para madera, su tamaño y calidad está regulado por la Norma DIN-97, tienen una rosca que ocupa $\frac{3}{4}$ de la longitud de la espiga. Pueden ser de acero dulce, inoxidable, latón, cobre, bronce, aluminio y pueden estar galvanizados, niquelados, etc. En la Fig. 1, se puede observar el aspecto de un tornillo empleado para la madera.



Fig 1 Tornillo con rosca para la madera

Este tipo de tornillo se estrecha en la punta para ir abriendo camino a medida que se inserta y facilitar el autoroscado, ya que en este tipo de tornillos no es necesario hacer un agujero previo, el filete es afilado y cortante. Normalmente se atornillan con destornillador eléctrico o manual.

Sus cabezas pueden ser planas, ovales o redondeadas; dependiendo de la cabeza, el tornillo cumplirá una función específica:

- **Cabeza plana:** se usa en carpintería, en general, en donde es necesario dejar la cabeza del tornillo sumergida o a ras con la superficie.
- **Cabeza oval:** la porción inferior de la cabeza tiene una forma que le permite hundirse en la superficie y dejar sobresaliendo sólo la parte superior redondeada. Son más fáciles para sacar y tienen mejor presentación que los de cabeza plana. Se usan para fijación de elementos metálicos, como herramientas o chapas de picaportes.
- **Cabeza redondeada:** se usa para fijar piezas demasiado delgadas como para permitir que el tornillo se hunda en ellas; también para unir partes que requerirán arandelas. En general se emplean para funciones similares a los de cabeza oval, pero en agujeros sin avellanar. Este tipo de tornillo resulta muy fácil de remover.

Los diferentes tipos de cabeza pueden tener:

- **Cabeza fresada (ranura recta):** tienen las ranuras rectas tradicionales.
- **Cabeza Phillips:** tienen ranuras en forma de cruz para minimizar la posibilidad que el destornillador se deslice.
- **Cabeza tipo Allen:** con un hueco hexagonal, para encajar una llave Allen.
- **Cabeza Torx:** con un hueco en la cabeza en forma de estrella de diseño exclusivo Torx.

Las características que definen a los tornillos de madera son: Tipo de cabeza, material constituyente, diámetro de la caña y longitud.

2) TORNILLOS TIRAFONDOS PARA PAREDES Y MADERA DIN-571

Existe una variedad de tornillos que son más gruesos que los clásicos de madera, que se llaman **tirafondos** y se utilizan a menudo para atornillar los soportes de elementos pesados que vayan colgados en las paredes de los edificios, como por ejemplo, toldos, aparatos de aire acondicionado, etc. En estos casos se perfora la pared al diámetro del tornillo elegido, y se inserta un taco de plástico a continuación se atornilla el tornillo que rosca a presión el taco de plástico y así queda sujeto muy fuerte el soporte. También se utiliza para el atornillado de la madera de grandes embalajes. Estos tornillos tienen la cabeza hexagonal y una gama de M5 a M12.

3) AUTORROSCANTES Y AUTOPERFORANTES PARA CHAPAS METÁLICAS Y MADERAS DURAS

Ambos tipos de tornillos pueden abrir su propio camino. Se fabrican en una amplia variedad de formas especiales. Se selecciona el adecuado atendiendo al tipo de trabajo que realizará y el material en el cual lo empleará. En la Fig. 2, se observa diferentes clases de tornillos utilizados para chapa

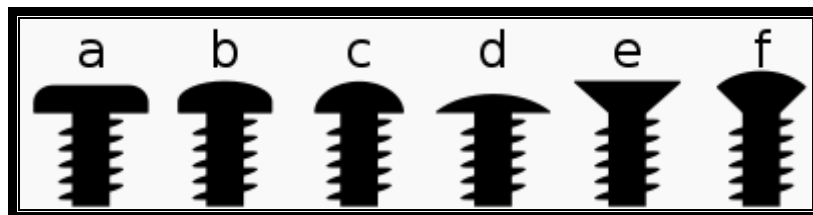


Fig 2 Diferentes tipos de cabeza de tornillos de chapa

- Los **autorroscantes** tienen la mayor parte de su caña cilíndrica y el extremo en forma cónica. De cabeza plana, oval, redondeada o chata. La rosca es delgada, con su fondo plano, para que la plancha se aloje en él. Se usan en láminas o perfiles metálicos, porque permiten unir metal con madera, metal con metal, metal con plástico o con otros materiales. Estos tornillos son completamente tratados (desde la punta hasta la cabeza) y sus bordes son más afilados que el de los tornillos para madera. Ver Fig. 3.



Fig 3 Tornillo autorroscante

- Los autoperforantes su punta es una broca, lo que evita tener que hacer perforaciones guías para instalarlos. Se usan para metales más pesados: van cortando una rosca por delante de la pieza principal del tornillo.

Las dimensiones, tipo de cabeza y calidad están regulados por Normas DIN.

4) TORNILLOS DE ROSCA CILÍNDRICA PARA UNIONES METÁLICAS

Ver punto 2.5

5) TORNILLOS COMERCIALES DE CABEZA HEXAGONAL

A partir de determinados diámetros, lo normal es que la cabeza de los tornillos comerciales sea hexagonal, principalmente los que enroscan en piezas metálicas o en su correspondiente tuerca. Hay varios tipos de tornillos comerciales de cabeza hexagonal fabricados según normas DIN que difieren unos de otros en la longitud de la rosca. En la Fig. 4 se observa la llave, para estos tornillos, necesaria para el apriete o no apriete de los mismos



Fig 4 Llave de bocas fijas

a) Tornillos comerciales con cabeza Allen

Al igual que con las cabezas hexagonales hay varios modelos de tornillos con cabeza Allen todos ellos normalizados según las normas DIN correspondiente. Los tornillos con cabeza hexagonal se utilizan principalmente cuando se desean superficies lisas y las fuerzas de apriete no son muy elevadas. En la Fig 5 se observa la llave, para estos tornillos, necesaria para el apriete o no apriete de los mismos



Fig 5 Juego de llaves Allen

b) Tornillos para apriete con destornillador

Con los modernos destornilladores eléctricos y neumáticos que existen el uso de tornillos de autorroscado se utiliza mucho en los diversos tipos de carpintería tanto de madera como metálica ya que es un sistema rápido de atornillado. En el atornillado de piezas metálicas se utiliza menos porque el par de apriete que se ejerce es bajo y está expuesto a que se afloje durante el funcionamiento de la máquina. En la Fig. 6, se observa el destornillador eléctrico



Fig 6 Destornillador eléctrico

6) TORNILLERÍA PARA USOS GENERALES

La producción actual de tornillería está muy automatizada tanto en lo que respecta a la estampación de la cabeza como a la laminación de la rosca. Por lo tanto es fácil encontrar en los establecimientos especializados el tornillo que se necesite, siempre que esté dentro de la gama normal de fabricación.

Los tornillos normales diferencian su calidad en función de la resistencia mecánica que tienen. La Norma (EN ISO 898-1) establece el siguiente código de calidades 4.6, 5.6, 5.8, 6.8, 8.8, 10.9 y 12.9. Los fabricantes están obligados a estampar en la cabeza de los tornillos la calidad a la que pertenecen. Ver Fig. 7 a modo de ejemplo.

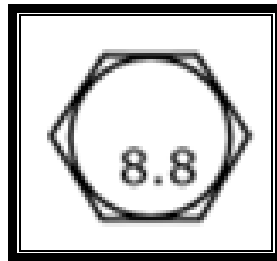


Fig 7 Tornillo de calidad 8.8

En cuanto a dimensiones todas están normalizadas por normas DIN, y los tamaños disponibles, en rosca métrica por ejemplo con cabeza hexagonal oscilan entre M3 y M30, la longitud de los tornillos estándar es variable en un escalón de 5 mm, desde un mínimo a un máximo según sea su diámetro. Sin embargo, si fuese necesario disponer de forma esporádica de tornillos de más longitud, se fabrican unas varillas roscadas de 1 m de longitud, donde es posible cortar a la longitud que se desee obtener y con una fijación de dos tuercas por los extremos realizar la fijación que se desee.

7) TORNILLOS DE MINIATURA

Con el desarrollo de componentes electrónicos cada vez más pequeños ha sido necesario desarrollar y fabricar tornillería especialmente pequeña, este tipo de tornillos se caracteriza por ser autorroscante en materias blandas tales como plásticos, y su cabeza es adaptada para ser accionados por destornilladores muy pequeños y de precisión (Ver Fig. 8), el material de estos tornillos puede ser de acero inoxidable, acero normal o latón.



Fig 8 Juego de destornilladores de precisión

8) TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA

Los tornillos de alta resistencia se designan por las letras TR, seguidas del diámetro de la caña y la longitud del vástago, separados por el signo x; seguirá el tipo de acero del que están contruidos Las tuercas se designarán con las letras MR, el diámetro nominal y el tipo del acero.

Las características del acero utilizado para la fabricación de los tornillos y tuercas definidos como de alta resistencia están normalizadas.

El fabricante de este tipo de se ve obligado a entregar un certificado de garantía por lo que no se hace necesario los ensayos de recepción, a no ser que el Pliego de Prescripciones Técnicas Particulares los imponga.

Los tornillos de alta resistencia llevarán en la cabeza, marcadas en relieve, las letras TR, la designación del tipo de acero, y el nombre o signo de la marca registrada del fabricante.

Sobre una de sus bases, las tuercas de alta resistencia llevarán, marcadas en relieve, las letras MR, la designación del tipo de acero, y el nombre de la marca registrada del fabricante.

Alternativamente, con la aparición de los Eurocódigos en los últimos años, la nomenclatura de Tornillos de Alta Resistencia sin pretensar ha pasado a ser Métrica + longitud + clase de resistencia, donde la clase se compone de dos números separados por un punto. El primero de ellos indica el valor nominal del límite de rotura por 100 (fub) en N/mm², y el segundo el valor nominal del límite elástico (fyb) en N/mm².

Siendo éste valor el producto del límite de rotura por este segundo número dividido por 10.

Por ejemplo, M18x120 10.9 indica un tornillo de alta resistencia métrica 18, longitud nominal 120 mm, límite de rotura 1000 N/mm² y límite elástico 900 N/mm². Y M8x60 8.8 indica un tornillo de métrica 8, longitud nominal 60 mm, límite de rotura 800 N/mm² y límite elástico 640 N/mm².

Otros ejemplos de clases de resistencia normalizados son 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.8, 8.8, 10.9, 12.9

9) TORNILLOS DE PRECISIÓN

Los tornillos de precisión se instalan cuando las presiones, esfuerzos y velocidades de los procesos exigen uniones más fuertes y tornillos más fiables que eviten fallos que puedan desencadenar una avería en la máquina o estructura donde van instalado.

Estos tornillos se caracterizan por tener una resistencia extra a los esfuerzos de tracción y fatiga. La resistencia media que pueden tener estos tornillos es de 1.300 N/mm² frente a los 1.220 N/mm² que tienen los de la gama ordinaria.

Esta gran resistencia posibilita el montaje de tornillos de dimensiones más pequeñas o menos tornillos, ahorrando espacio, material y tiempo.

El perfil del filete de estos tornillos es redondeado eliminando la punta V aguda que es la causa principal del fallo de muchos tornillos.⁷

10) TORNILLOS INVIOlables

Tornillo de grandes dimensiones.

Los tornillos inviolables son un tipo de tornillería especial que una vez atornillados en el lugar correspondiente ya es imposible quitarlos, a menos que se fuercen y rompan. Esto es gracias al diseño que tiene la cabeza que es inclinada en su interior, de forma tal que si se intenta aflojar sale la llave sin conseguirlo. Son tornillos llamados antivandálicos y son muy utilizados en trabajos de cerrajería que van con acceso a las calles o lugares donde pudiesen actuar personas con malas ideas. Al igual que se

fabrican tornillos inviolables también se fabrican tuercas inviolables. Las normas de estos tornillos de rosca métrica corresponden a la ISO-7380 y ISO-7991 y se fabrican con cabeza Allen y con cabeza Torx.

También se utilizan algunos a los que se les acopla un sello a la cabeza, impidiendo introducir una llave para aflojarlo. Estos tornillos se venden con su tapa correspondiente, y suelen ser para llave Allen. Como solución temporal o improvisada, se pueden introducir a golpe de martillo unos plomitos redondos de pesca en el mismo lugar.

11) TORNILLOS GRANDES O ESPECIALES

Con las tecnologías modernas actuales es posible fabricar aquellos tornillos que por sus dimensiones se salgan de la producción estándar. Para estos casos siempre se debe actuar de acuerdo a las especificaciones técnicas que tengan el tornillo que se desea fabricar, tamaño, material, calidad, etc. Ver Fig. 9.



Fig 9 Tornillo de grandes dimensiones

12) TORNILLOS DE TITANIO

- ***Titanio quirúrgico***: una de las mejores propiedades que tiene el titanio es que no es tóxico en contacto con el organismo de las personas, lo cual, unido a sus cualidades mecánicas de dureza, poco peso y resistencia mecánica, han hecho posible una gran cantidad de aplicaciones de gran utilidad como prótesis articulares, implantes dentales, componentes para la fabricación de válvulas

cardíacas y marcapasos, clavos o placas de osteosíntesis para la recuperación de fracturas óseas, además de muchos otros productos.

Uno de los elementos imprescindibles para muchas de las aplicaciones quirúrgicas del titanio es poder disponer de toda la gama de tornillos que puedan ser necesarios de acuerdo con la aplicación requerida.

El titanio desde que se empezó a utilizar en el tratamiento de las fracturas y en ortopedia no se conoce a la fecha ningún caso de incompatibilidad reportado conocido.

La aleación de titanio más empleada en este campo contiene aluminio y vanadio según la composición: Ti_6Al_4V . El aluminio incrementa la temperatura de la transformación entre las fases alfa y beta. El vanadio disminuye esa temperatura. La aleación puede ser bien soldada. Tiene alta tenacidad.

- ***Tornillos de titanio de alta resistencia mecánica:*** La industria aeronáutica utiliza una gran cantidad de tornillos de titanio y requiere de ellos una gran calidad y alta resistencia mecánica. La aleación grado 5-CA - Ti_6Al_4V - es la que cumple con tales exigencias técnicas. Algunos de estos tornillos se fabrican con recubrimiento de lubricante de película sólida MoS_2 (bisulfuro de molibdeno).
- ***Tornillos de titanio para motocicletas, bicicletas y elementos de hobby.*** Dichos tornillos mejoran el aspecto y las prestaciones de los de acero y los usuarios aprecian los coloreados que tienen (oro, azul, negro, etc.), obtenidos por procesos de anodizado.
- ***Tornillos de titanio para uso industrial:*** En este caso la propiedad que se busca en el tornillo o pieza solicitada es principalmente su resistencia al ataque de todo tipo de ácidos.

A continuación se muestra una serie de 5 Tablas (Tabla 1, Tabla 2, Tabla 3, Tabla 4 y Tabla 5) en el que se muestra un resumen de los tipos de tornillos y sus características:

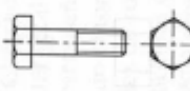
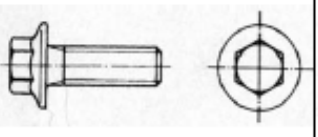
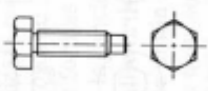
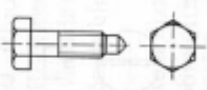
DENOMINACION	UTILIZACION	NORMAS				REPRESENTACION
		DIN	UNE	UNE-EN	UNE-EN ISO	
Tornillo de cabeza hexagonal	Unión de piezas con gran apriete.	532, 558, 601, 931, 933, 960, 961, 6914, 7964		24015	4014, 4016, 4017, 4018, 8676, 8765	
Tornillo de cabeza hexagonal con valona	Uniones con gran apriete, sin necesidad de utilizar arandela entre la cabeza del tornillo y la pieza a unir.			1662, 1665, 14219		
Tornillo de cabeza hexagonal con pivote	Uniones con gran apriete, permitiendo la inmovilización con la ayuda de un pasador.	560, 561				
Tornillo de cabeza hexagonal con extremo en punta	Unión de piezas, impidiendo el movimiento relativo entre si (tornillo prisionero).	563, 564				

Tabla. 1

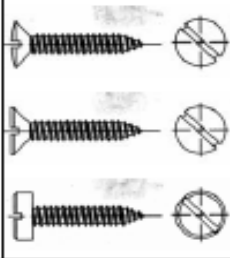
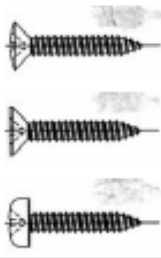
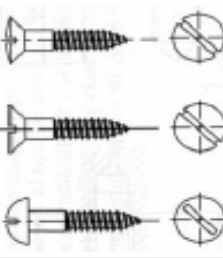
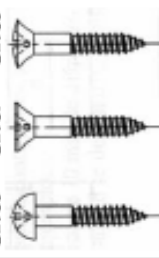
Tornillos autorroscantes para chapa	Tornillos autorroscantes o de rosca cortante para unión de chapas metálicas de pequeño espesor o de material blando (plástico). La rosca hembra la realiza el propio tornillo al penetrar en el taladro liso practicado en la chapa.	6901, 7513, 7516, 7971, 7972, 7973, 7974, 7976, 7978, 7979, 7981, 7982, 7983	17006, 17010, 17011, 17017		1479, 1481, 1482, 1483, 7049, 7050, 7051, 10510, 14585, 14586, 14587, 15480, 15481, 15482, 15483	 DIN 7971  DIN 7981
Tornillos autorroscantes para madera (tirafondos)	Tornillos autorroscantes o de rosca cortante para unión de piezas de madera. La rosca hembra la realiza el propio tornillo al penetrar en el taladro liso practicado en la pieza.	95, 96, 97, 570, 571, 7995, 7996, 7997	17023, 17024, 17025, 17027, 17028, 17094			 DIN 96  DIN 996

Tabla. 2

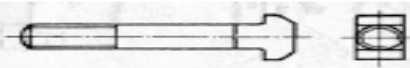
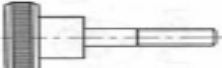
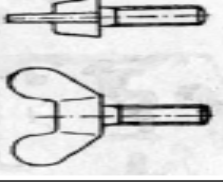
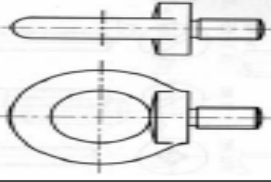
			
<p>Fijación de máquinas por medio de ranuras en forma de T.</p>	<p>Uniones sin gran apriete con frecuentes montajes y desmontajes manuales.</p>	<p>Uniones sin gran apriete con frecuentes montajes y desmontajes manuales.</p>	<p>Manipulación de maquinaria y utillaje.</p>
<p>186, 188, 261, 7992</p>	<p>464, 465, 653</p>	<p>314, 316</p>	<p>580, 581</p>
<p>17021</p>			
<p>Tornillo con cabeza de martillo</p>	<p>Tornillo de cabeza moleteada</p>	<p>Tornillo de manivela</p>	<p>Tornillo de carcamo</p>

Tabla. 3

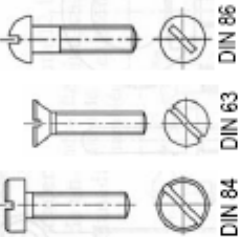
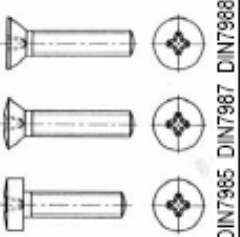
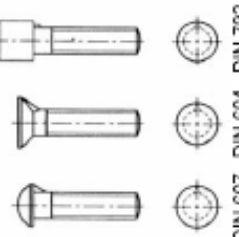
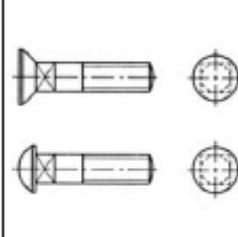
Tornillos de cabeza ranurada	Uniones sin necesidad de gran apriete, con posibilidad de ocultar la cabeza del tornillo en un avellanado.	63, 64, 68, 84, 85, 86, 87, 88, 91, 404, 920, 921, 922, 923, 925, 963, 964, 7969			1207, 1580, 2009, 2010	
Tornillos de cabeza con ranura cruciforme	Uniones sin necesidad de gran apriete, con posibilidad de ocultar la cabeza del tornillo en un avellanado.	966, 7985, 7986, 7987, 7988			7045, 7046, 7047, 7048	
Tornillo de cabeza con prisionero	Ensamblaje por presión de piezas provistas de taladros sin roscar. Al apretar la tuerca, el tornillo queda inmovilizado, en lo que a rotación se refiere, al quedar alojado el prisionero en una ranura practicada al efecto; a su vez, la cabeza del tornillo se puede ocultar en un avellanado.	604, 607, 792				
Tornillos con cuello cuadrado	Ensamblaje por presión de piezas provistas de taladros sin roscar. Al apretar la tuerca, el tornillo queda inmovilizado, en lo que a rotación se refiere, al quedar alojado el cuello cuadrado en un alojamiento prismático embutido o que ya viene de fundición; a su vez, la cabeza del tornillo se puede ocultar en un avellanado.	603, 605, 608				

Tabla. 4

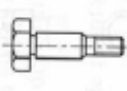
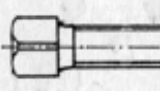
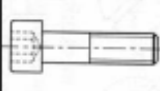
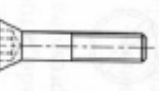
Tornillo de cabeza hexagonal de ajuste	Unión de piezas con posibilidad de movimiento relativo entre sí (función de eje).	609, 610, 7968, 7990				
Tornillo de cabeza cuadrada	Fijación de herramientas de corte (cuchillas de torno, etc). Permite un gran apriete.	478, 479, 480				
Tornillo de cabeza cilíndrica con hexágono interior (Allen)	Uniones con buen apriete en lugares angostos, con posibilidad de ocultar la cabeza del tornillo en un avellanado cilíndrico.	912, 6912, 7984			4762, 7380, 14579, 14580, 14583	
Tornillo de cabeza avellanada con hexágono interior (Allen)	Uniones con buen apriete en lugares angostos, facilitando el centrado entre las piezas a unir. La cabeza del tornillo queda oculta en un avellanado cónico.	7991			10642, 14584	

Tabla. 5

ANEXO II: FUNCIONES DE CATIA® [8]

A continuación se va a describir las funciones que puede llevar a cabo Catia®:

- **Diseño Mecánico**

Para llevar a cabo el diseño mecánico se pueden utilizar los siguientes módulos, según necesidades.

1. El **módulo de modelado sólido**, proporciona todas las herramientas para la creación de piezas, el análisis de ángulos de salida y desmoldeos, análisis de curvaturas, propiedades físicas, etc. Este módulo está directamente relacionado con el de ensamblajes. Ya que casi siempre la pieza ha de ir incluida en un producto final. Ver Fig. 10.



Fig 10 Ejemplo del módulo de modelado sólido

Catia® incorpora el método de diseño Top- Down, arriba-abajo, en el que se pueden diseñar piezas en el entorno de conjunto, filtrando la geometría que consideremos conveniente del Ensamblaje.

Las empresas del automóvil han conseguido ensamblar hasta 2500 piezas.

A partir de un ensamblaje se generan listas de materiales automáticamente, se detectan las colisiones y las holguras.

2. La **generación de planos** es automática, fácil e intuitiva. Si el diseño se ha parametrizado correctamente, la aplicación recuperará las cotas del modelo 3D. Las vistas, se hacen de forma automática, podemos incluir holguras tolerancias, cambiar el formato de las cotas, según muchos de los estándares.

Funciona muy bien generando planos de montaje, ya que en un mismo plano se puede tener distintas configuraciones de producto, que se corresponderán con las distintas fases de montaje de este. Fig. 11.

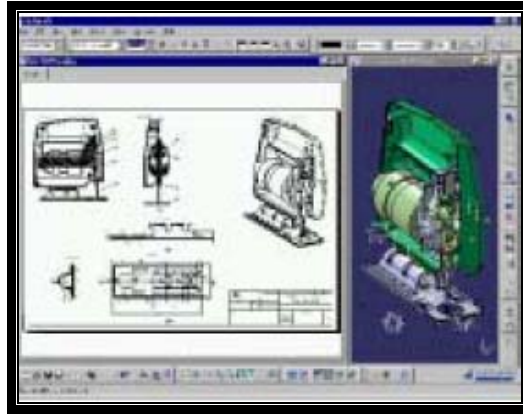


Fig 11 Ejemplo de generación de un plano

3. *módulos de chapa.*

- a. Un módulo de diseño con gran variedad de operaciones específicas en chapa y comandos directos. Permite la ingeniería simultánea entre las representaciones plegadas y desplegadas de la pieza. Ver Fig 12.

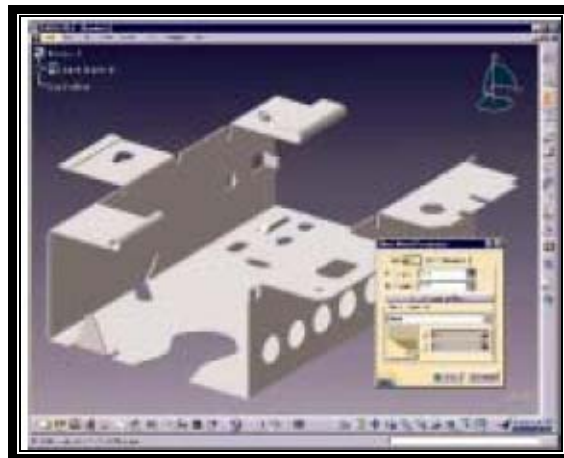


Fig 12 Ejemplo de creación de chapa

- b. Un módulo de producción con el que se puede estudiar la viabilidad de cualquier pieza para ser construida en chapa.
4. Otro módulo interesante es el de ***Diseño de estructuras metálicas***. Con él se pueden construir directamente estructuras lineales, curvas y placas. Los perfiles se escogen de una librería en la que están los principales estándares del mercado (IPN, IPE, UPN, UAP, CAE,...). Ver Fig. 13.

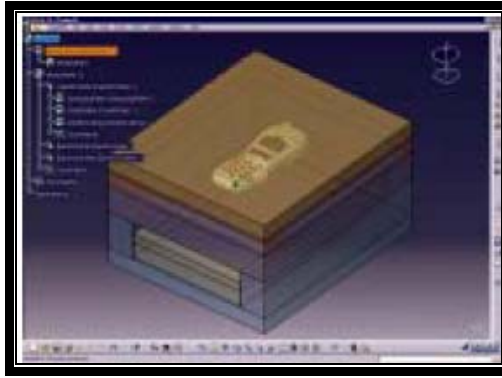


Fig 13 Ejemplo de diseño de estructuras metálicas

5. **Módulo de moldes** con las librerías de los principales fabricantes del mercado (DME, EOC, HASCO, RABOURDIN,...). La información en el árbol en este caso se ordena automáticamente, y en la salida a planos se tiene los componentes perfectamente gestionados (casquillos, guías, expulsores, boquillas, etc,...). Sin embargo el programa ofrece poca ayuda a la hora de determinar el plano de partición, tarea que hasta al momento ha de realizarla el usuario.

Esta herramienta utilizada conjuntamente con los módulos de mecanizado, puede convertirse en una opción interesante para empresas dedicadas a los moldes, pero por el momento aun ha de mejorar bastante.

- **Diseño de Formas y Estilo**

Esta es una de las funciones más fuerte de Catia® V5. Catia® dispone de un módulo específico de Digitalizado, que aunque por si mismo se queda muy corto en opciones, es sencillo e intuitivo. Al estar perfectamente integrado con los demás módulos, tenemos toda la potencia de las superficies paramétricas.

Con este tipo de superficies se pueden hacer modificaciones en los perfiles en cualquier momento, y estas modificaciones se propagan a todo el diseño. Ver Fig. 14.

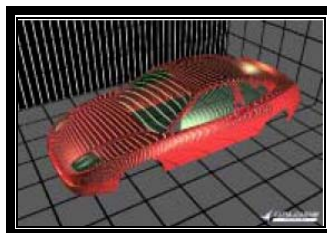


Fig 14 Ejemplo diseño de forma y estilo sobre superficie parametrizada

Se dispone de herramientas de análisis de superficies, inflexión de curvas, curvaturas, distancias.

Catia® controla todos los parámetros de unión en superficies, como la tensión en la superficies de unión, la continuidad, de estas, factores de suavizado, etc.

El módulo más importante en este sector es el **GSD, *Generative Shape Desing***. En este entorno el usuario puede crear formas avanzadas basadas en la combinación de la estructura alámbrica y las múltiples características de las superficies.

Proporciona un completo conjunto de herramienta para crear y modificar las superficies mecánicas utilizadas en el diseño de formas complejas y piezas híbridas.

En nuevas versiones y en configuraciones de programa avanzadas se influye un módulo llamado superficies de clase A, con las que se crea geometría con unas especificaciones muy exigentes, con las que satisfacer a la industria automovilística y aeronáutica. Véase la calidad en las superficies de esta aeronave, y la integración con el chasis en la Fig. 15.

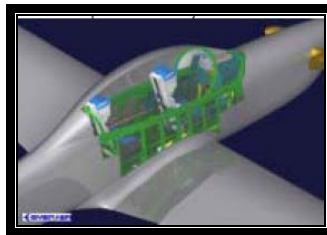


Fig 15 Ejemplo GSD superficie de aeronave integrada con el chasis

Para modeladores más avanzados, Catia® dispone de un **módulo de superficies de estilo libre**, en el que se trabaja con NURBS y Bezier, los diseñadores pueden manipular de forma directa las superficies y conservar las asociaciones de forma subyacente.

Vinculado a este módulo tenemos otro con el que podemos crear geometría a partir de modelos 2D. Este módulo, es especialmente útil cuando detrás de un Diseño hay un trabajo grande de bocetado por parte de los estilistas.

- **Análisis**

Realiza análisis de esfuerzos y de vibración para conjuntos con el fin de generar diseños de alta calidad en poco tiempo. No es un programa estricto de cálculo por elementos finitos, ya que hay muchos parámetros que no se pueden controlar, pero

simplifica enormemente el análisis, sacrificando precisión. El programa genera reportes en modo automático, con representaciones gráficas de las tensiones y deformaciones.

Las nuevas actualizaciones del programa incorporan un módulo de mallado, que permite calcular algunos parámetros y realizar cálculo a superficies. Ver Fig. 16.

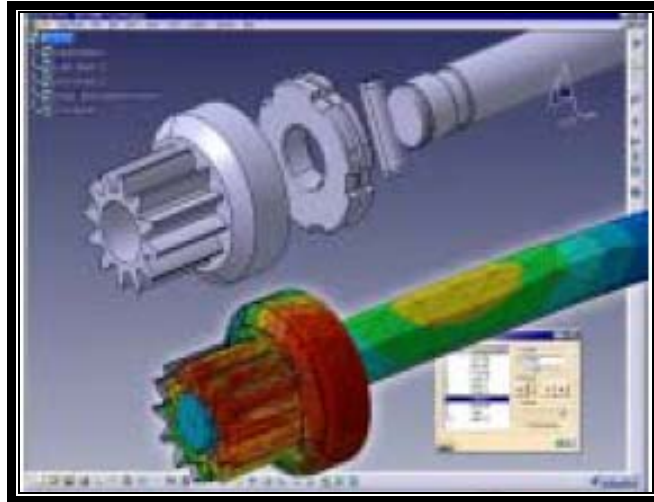


Fig 16 Ejemplo de análisis de elementos finitos

- **Mecanizado**

Catia® V5, dispone de tres módulos de mecanizado, que generan el programa para la máquina de control numérico que se pueda escoger en la base de datos, donde están los principales postprocesadores del mercado.

Los módulos de los que dispone el programa son: Mecanizado prismático en 2,5 ejes, de superficies 3 ejes, y superficies en 5 ejes. Ver Fig. 17.



Fig 17 Módulo de mecanizado

- **Equipamiento e Ingeniería de sistemas.**

Conforman un conjunto de aplicaciones orientadas a los ingenieros, que sirven de ayuda para sacar toda la información posible a un producto.

Como ejemplo, un ingeniero que quiere cablear un coche, utilizando el módulo de ruteado eléctrico, el ingeniero puede obtener información de la cantidad de cable que va a necesitar de cada tipo, si habrá interferencias en las distintas zonas del coche, si habrá o no problemas a la hora de cambiar ese componente etc. Ver Fig. 18.



Fig 18 Cableado en un automóvil

Podemos optimizar también el ruteado de sistemas de tuberías, diseñar y revisar sistemas eléctricos, etc.

Otros módulos incluidos en esta sección son:

1. Diseño de placas electrónicas y dispositivos eléctricos, donde se está auxiliado por una extensa librería de componentes estándar, como conectores, resistencias, condensadores, etc.
2. Librería de componentes eléctricos: crea y gestiona catálogos de dispositivos eléctricos.
3. Diagramas de sistemas, son diagramas 2D de sistemas de tuberías.
4. Instrumentación y tuberías: Crea y gestiona diseños lógicos de sistemas de tuberías utilizando las convecciones, terminología y prácticas estándar en el sector.
5. Diagramas HVAC: Crea y gestiona diseños lógicos de climatización y ventilación.

6. Disposición en Planta: Permite organizar y distribuir una planta de producción.

- **Síntesis de Productos**

1. Simulador de montaje de conjuntos: Este módulo dispone de las herramientas necesarias para hacer una validación del montaje y ensamblaje de piezas. Genera información útil sobre el espacio reservado a las operaciones de desmontaje, con el fin que se tenga en cuenta en futuras modificaciones del diseño. Ver Fig. 19.



Fig 19 Ejemplo de montaje de conjuntos

2. Simulador de Mecanismos: Define mecanismos utilizando gran variedad de tipos de acoplamientos o bien generándolos automáticamente a partir de restricciones de conjuntos mecánicos.
3. Comprobamos las interferencias las distancias mínimas. Está pensado para todo tipo de industrias.
4. Render: Este módulo permite situar piezas o conjuntos en un entorno, en el que manipulando puntos de luz y las propiedades de los materiales creamos imágenes realistas de nuestras piezas.
5. Gestión del conocimiento: También llamado KBE, que ha sido tratado en el número anterior de esta revista. Las piezas generadas por ingeniería basada en el conocimiento, incorporan en al Diseño, el comportamiento, las fórmulas, las reglas, y todo lo que el ingeniero considere necesario, en la realización de una pieza de ese tipo. Los diseñadores de una empresa no tienen los conocimientos técnicos del ingeniero. Si un producto se diseña bien por este método, el programa le guiará avisándole cuando no cumpla las especificaciones que se han impuesto a esa pieza.

La redacción de la memoria del presente proyecto
se terminó de revisar el 20 de Septiembre de 2010.